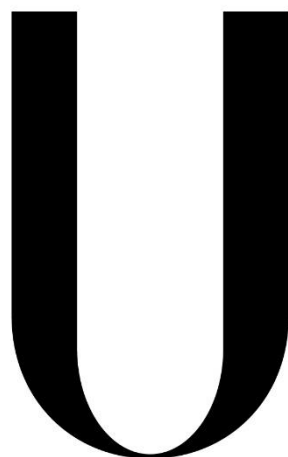


UNIVERSIDADE DE LISBOA
FACULDADE DE CIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA GEOGRÁFICA, GEOFÍSICA E ENERGIA



LISBOA

UNIVERSIDADE
DE LISBOA

Estudo paramétrico de modelo 1D de armazenamento de energia térmica para centrais de CSP-STE

Telma Renata Fino Ferreira

Orientadores:

Doutor Pedro Azevedo (LNEG)

Engenheiro João Farinha Mendes (FCUL)

Mestrado Integrado em Engenharia da Energia e do Ambiente

Dissertação

2015

Agradecimentos

Só foi possível realizar esta dissertação devido ao apoio de diversas pessoas, tanto a nível profissional como pessoal.

Primeiramente, gostaria de agradecer aos meus orientadores, o Engenheiro Farinha Mendes, por me ter permitido realizar o estágio no LNEG e por se ter demonstrado sempre solícito e ao Doutor Pedro Azevedo, por toda a paciência, ajuda e disponibilidade que teve durante a realização desta dissertação.

Gostaria também de agradecer a todas as pessoas que conheci durante o meu estágio no LNEG, pela ajuda e simpatia.

A nível pessoal, gostaria de agradecer a todos os meus amigos que conheci dentro e fora da faculdade. Vocês sempre me apoiaram e, sem dúvida, que sem a vossa ajuda, este percurso teria sido muito mais tumultuoso e menos divertido.

Por fim, gostaria de agradecer à minha família, especialmente, aos meus pais e à minha irmã. Se não fossem vocês, nada disto seria possível.

Muito obrigada!

Abstract

The implementation of a storage system in the Concentrated Solar Power plants allows an increase in their capacity factor and in the dispatchability of the power plant, improving their grid integration and economic competitiveness.

In this work, initially, a one-dimensional model of a single-tank thermocline storage system was validated. The discretization of the heat equation was made through the finite difference method and grid size and time-step independence were analyzed for three different algebraic discretizations of the differential equations. Only one of the algebraic discretizations had convergence of the numerical solution and, therefore, was the chosen one to use in the model. A methodology that enables the comparison between numerical results and experimental data was developed to perform the validation of the model, evaluating qualitatively and quantitatively the differences between the two sets of results. The results obtained in the validation of the model indicate that the model predicts with accuracy the performance of a thermocline tank due to the difference between the numerical and experimental results be less than 0,83 %, in the qualitative analysis and 4,20 %, in the quantitative analysis.

Secondly, a parametric study was developed, in which were analyzed two modifications that can be applied in the model and a structural parameter. The first modification consisted in setting the properties of the materials independent of the temperature and the second change consisted in consider that there is no thermal conduction in the materials. The structural parameter analyzed was the porosity.

The results obtained in the studies showed that these two modifications can be applied in the model and that, for the analyzed values, the storage tank can store more thermal energy with the decrease of the porosity.

Palavras-chave:

Experimental validation; Numerical simulation; Parametric study; Single-tank with thermocline; Unidimensional model.

Resumo

A implementação de um sistema de armazenamento nas Centrais termoelétricas de Energia Solar Concentrada permite que estas tenham um aumento no seu fator de capacidade e na despachabilidade da central, melhorando a sua integração na rede e a competitividade económica.

Neste trabalho, primeiramente, foi validado um modelo unidimensional representativo de um sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline*. A discretização da equação de calor foi realizada através do método das diferenças finitas e foi analisada a independência dos resultados relativamente à malha computacional e ao intervalo de integração de tempo para três diferentes discretizações algébricas das equações diferenciais. Apenas uma das discretizações algébricas apresentou convergência da solução numérica e, por esse motivo, foi a utilizada no modelo. Para realizar a validação do modelo foi desenvolvida uma metodologia que permite a comparação de resultados numéricos com experimentais, avaliando qualitativa e quantitativamente as diferenças entre os dois conjuntos de resultados. Os resultados obtidos na validação do modelo indicam que o modelo prevê com precisão o comportamento do sistema de armazenamento em análise devido à diferença entre os resultados numéricos e experimentais ser inferior a 0,83 %, na análise qualitativa, e 4,20 %, na quantitativa.

De seguida, foi realizado um estudo paramétrico, no qual foram analisadas duas alterações ao modelo em estudo e um parâmetro estrutural. A primeira modificação consistia em colocar as propriedades dos materiais independentes da temperatura e a segunda alteração em considerar que não existe condução térmica nos materiais. O parâmetro estrutural analisado foi a porosidade.

Os resultados obtidos nas análises indicaram que as alterações estudadas podem ser aplicadas no modelo e que, para os valores analisados, o sistema de armazenamento consegue armazenar mais energia térmica com o decréscimo da porosidade.

Palavras-chave:

Estudo paramétrico; Modelo unidimensional; Simulação numérica; Tanque único com *thermocline*; Validação experimental.

Índices

1.	Introdução.....	1
1.1	Estrutura do documento.....	5
2.	Estado da arte	7
2.1	Tecnologias de concentração.....	8
2.1.1	Concentrador parabólico linear	8
2.1.2	Concentrador linear com refletor Fresnel.....	10
2.1.3	Torre solar	11
2.1.4	Prato parabólico.....	13
2.2	Armazenamento de energia térmica	14
2.3	Armazenamento de calor sensível.....	16
2.3.1	Sistema de dois tanques.....	17
2.3.2	Tanque único	20
2.3.3	Materiais.....	21
2.4	Modelação de tanque único com <i>thermocline</i>	23
2.4.1	Modelos existentes	25
3.	Resultados experimentais	27
3.1	Central Solar One	27
3.1.1	Sistema de armazenamento	28
3.2	Resultados experimentais	29
3.2.1	Propriedades dos materiais	30
3.2.2	Análise dos resultados experimentais.....	31
4.	Modelo unidimensional do sistema de armazenamento	34
4.1	Modelo	34
4.2	Metodologia de análise dos resultados numéricos	35
4.2.1	Análise qualitativa	35
4.2.2	Análise quantitativa	35
4.3	Solução algébrica da equação de transmissão de calor	36

4.3.1	Independência da malha computacional.....	40
4.3.2	Intervalo de integração de tempo	41
4.4	Validação do modelo.....	42
5.	Estudo paramétrico.....	45
5.1	Propriedades dos materiais	45
5.2	Estudo da ausência do módulo de transmissão de calor	48
5.3	Estudo da porosidade do leito.....	50
6.	Conclusão e trabalho futuro	54
7.	Referências	56
8.	Anexos.....	61
8.1	Resultados experimentais	61

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 Principais tecnologias CSP existentes	8
Tabela 2.2 Características das tecnologias das Centrais de CSP (Kuravi <i>et al</i> , 2013; IEA-ETSAP & IRENA, 2013a).....	14
Tabela 2.3 Características dos tipos de armazenamento na forma de calor (Abedin & Rosen, 2011)....	16
Tabela 2.4 Centrais em funcionamento em 2013 com sistema de armazenamento de calor sensível (Kuravi, <i>et al.</i> , 2013; Burgaleta, <i>et al.</i> , 2011).....	17
Tabela 2.5 Principais características de alguns materiais no estado sólido (Bayón, <i>et al</i> , 2012).....	23
Tabela 2.6 Propriedades dos fluidos térmicos (Gil, <i>et al.</i> , 2010)	23
Tabela 3.1 Propriedades do fluido térmico.....	30
Tabela 3.2 Propriedades do material de enchimento.....	31
Tabela 3.3 Energia térmica armazenada, potência e caudal mássico relativos à carga.	33
Tabela 3.4 Energia térmica armazenada e potência de extração relativos à descarga.....	33
Tabela 4.1 Características do sistema de armazenamento.....	35
Tabela 4.2 Formalização algébrica para as duas opções analisadas.....	37
Tabela 4.3 Simplificação aplicada ao último volume de controlo	38
Tabela 4.4 Análise qualitativa e quantitativa referente à independência do intervalo de integração da malha computacional.....	41
Tabela 4.5 Análise qualitativa e quantitativa referente à independência do intervalo de integração da malha computacional.....	42
Tabela 4.6 Análise qualitativa e quantitativa para a carga	44
Tabela 4.7 Análise qualitativa e quantitativa para a descarga.....	44
Tabela 5.1 Propriedades dos materiais para a temperatura intermédia ($T=237,2\text{ }^{\circ}\text{C}$).	46
Tabela 5.2 Análise qualitativa e quantitativa para a carga (propriedades dependentes/independentes da temperatura)	47
Tabela 5.3 Análise qualitativa e quantitativa para a descarga (propriedades dependentes/independentes da temperatura).....	47
Tabela 5.4 Análise qualitativa e quantitativa para a carga (modelo com/sem componente de condução)	49
Tabela 5.5 Análise qualitativa e quantitativa para a descarga (modelo com/sem componente de condução)	49
Tabela 5.6 Energia térmica armazenada para vários valores de porosidade, durante uma operação de carga	51
Tabela 5.7 Energia térmica armazenada para vários valores de porosidade, durante uma operação de descarga.....	51
Tabela 5.8 Calor específico volumétrico específico para a temperatura intermédia, de acordo com a porosidade utilizada.....	52
Tabela 8.1 Perfis espaciais de temperatura para a carga	61

Tabela 8.2 Perfis espaciais de temperatura para a descarga	62
--	----

Índice de Figuras

Figura 1.1 Potencial energético das energias renováveis (Chu, 2011)	1
Figura 1.2 Cronograma dos desenvolvimentos das centrais de CSP (SBC Energy Institute, 2013)	2
Figura 1.3 Relação entre radiação direta e produção de energia elétrica numa central de CSP pertencente ao projeto SEGS (IEA, 2010)	2
Figura 1.4 Irradiância direta normal no mundo (EurObserv'ER, 2014)	3
Figura 1.5 Deslocamento da produção de energia elétrica através do armazenamento térmico (EPRI, 2010)	4
Figura 1.6 Prolongamento do período de operação do sistema (EPRI, 2010)	5
Figura 2.1 Representação da conversão da energia solar em eletricidade (CSP World, 2012)	7
Figura 2.2 Concentrador parabólico linear (IEA-ETSAP & IRENA, 2013b)	9
Figura 2.3 Esquema de uma central de CSP com concentrador parabólico linear (Solar Millenium, 2008)	10
Figura 2.4 Concentrador linear com refletor <i>Fresnel</i> (CSP World, 2012)	10
Figura 2.5 Esquema de uma central de CSP com concentrador linear com refletor <i>Fresnel</i> (EERE, 2013)	11
Figura 2.6 Helióstatos (EPRI, 2010)	12
Figura 2.7 Esquema da central PS-10 (CSP World, 2012)	12
Figura 2.8 Prato parabólico (CSP World, 2012)	13
Figura 2.9 Tanques de armazenamento da central Andasol 1 (EPRI, 2010)	18
Figura 2.10 Sistema de armazenamento de dois tanques indireto (EPRI, 2010)	19
Figura 2.11 Sistema de armazenamento de dois tanques direto (EPRI, 2010)	20
Figura 2.12 Temperatura ao longo do eixo axial do tanque (Bayón R. , 2013)	21
Figura 2.13 Sistema de tanque único com <i>thermocline</i> (EPRI, 2010)	21
Figura 2.14 Custos por componente do sistema de armazenamento de dois tanques indireto (Kuravi <i>et al</i> , 2013)	22
Figura 3.1 Central Solar One (State of California, California Energy Commission & California Public Utilities Commission, 2014)	27
Figura 3.2 Ilustração do tanque da central Solar One (Flueckiger, <i>et al.</i> , 2011)	28
Figura 3.3 Perfil espacial da temperatura para um ciclo de carga na central Solar One	29
Figura 3.4 Perfil espacial da temperatura para um ciclo de descarga na central Solar One	30
Figura 4.1 Exemplo de um caso onde o coeficiente de Pearson é 1, para dois grupos de resultados diferentes.	36
Figura 4.2 Perfis espaciais de temperatura para diferentes volumes de controlo	39
Figura 4.3 Algoritmo do modelo unidimensional	40
Figura 4.4 Perfil espacial de temperatura dos resultados numéricos/experimentais na operação de carga	43

Figura 4.5 Perfil espacial de temperatura dos resultados numéricos/experimentais na operação de descarga.....	43
Figura 5.1 Perfil espacial da temperatura com as propriedades dos materiais dependentes/independentes da temperatura (carga).....	46
Figura 5.2 Perfil espacial da temperatura com as propriedades dos materiais dependentes/independentes da temperatura (descarga)	47
Figura 5.3 Perfil espacial da temperatura com/sem componente de condução (carga)	48
Figura 5.4 Perfil espacial da temperatura com/sem componente de condução (descarga)	49
Figura 5.5 Perfis espaciais de temperatura para a carga com diferentes valores de porosidade	50
Figura 5.6 Perfis espaciais de temperatura para a descarga com diferentes valores de porosidade	51

Acrónimos e siglas

CSP	<i>Concentrated Solar Power</i>
DNI	<i>Direct Normal Irradiance</i>
DoE	<i>Department of Energy</i>
EOR	<i>Enhanced Oil Recovery</i>
EUA	Estados Unidos da América
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IRENA	<i>International Renewable Energy Agency</i>
LCoE	<i>Levelized Cost of Energy</i>
SEGS	<i>Solar Electric Generation Station</i>
SI	Sistema Internacional de Unidades

Nomenclatura

ρ	Massa volúmica
ε	Porosidade
ϕ	Propriedade do material (densidade, calor específico a pressão constante ou condutividade)
a_r	Fração do material reagente
A	Área transversal do leito
C_p	Calor específico a pressão constante
e_c	Energia cinética
e_p	Energia potencial
h	Entalpia
h_v	Coefficiente de transferência de calor volumétrico
k	Condutividade térmica
m	Massa do material
\dot{m}	Caudal mássico
P	Potência
r	Coefficiente de correlação de Pearson
t	Tempo
T	Temperatura
Q	Energia térmica armazenada
v	Velocidade do fluido
w	Trabalho realizado no sistema

z Altura

Índices

arm	Armazenado
c	Frio
cl	Calor latente
cs	Calor sensível
e	Energia elétrica
eff	Material efetivo
ext	Extraído
f	Fluido
h	Quente
int	Intermédio
m	Fusão
partícula	Partículas do material no estado sólido
ref	Referência
s	Sólido
t	Energia térmica
tq	Termoquímico

Sistema de Unidades

No geral, foram utilizadas as unidades do Sistema Internacional (SI) ao longo do presente trabalho. Contudo, ocorreram exceções como no capítulo 1, no qual a latitude encontra-se apresentada em graus, devido a estas serem as unidades utilizadas no documento original. Para além dessa ocorrência, a temperatura, ao longo de todo o trabalho, é apresentada em graus Celsius, em oposição à unidade do Sistema Internacional (SI), graus Kelvin.

Devido à área científica em que este trabalho se insere, é comum encontrar referências para a grandeza energia que fazem uso da unidade kWh em substituição da unidade do Sistema Internacional Joule, ou seu múltiplo. Neste caso, pretendeu-se deixar a informação tal como se encontrou no documento original, sendo, no entanto, a grandeza energia referida em Joule sempre que for da responsabilidade do autor. Por este motivo, como ocorreram as exceções descritas, as unidades encontram-se apresentadas, ao longo do texto.

1. Introdução

Nos últimos anos, verificou-se um aumento da produção da energia elétrica oriunda de fontes renováveis. Segundo informações disponibilizadas pela Agência Internacional de Energia (IEA, 2014), o crescimento anual da produção de energia elétrica, através destas fontes, aumentou de 3 % ao ano, aproximadamente, entre o período de 2000 a 2006, para 5,5 %, relativos ao período de 2006 a 2013. Está ainda previsto um crescimento de 40 % (5,8 % anualmente) entre 2013 e 2018.

Entre as energias renováveis, a que tem o maior potencial energético é a energia solar (Figura 1.1). Por este facto, o Sol é a maior fonte de energia disponível na Terra, existindo diversas tecnologias para a conversão da energia solar para energia elétrica.

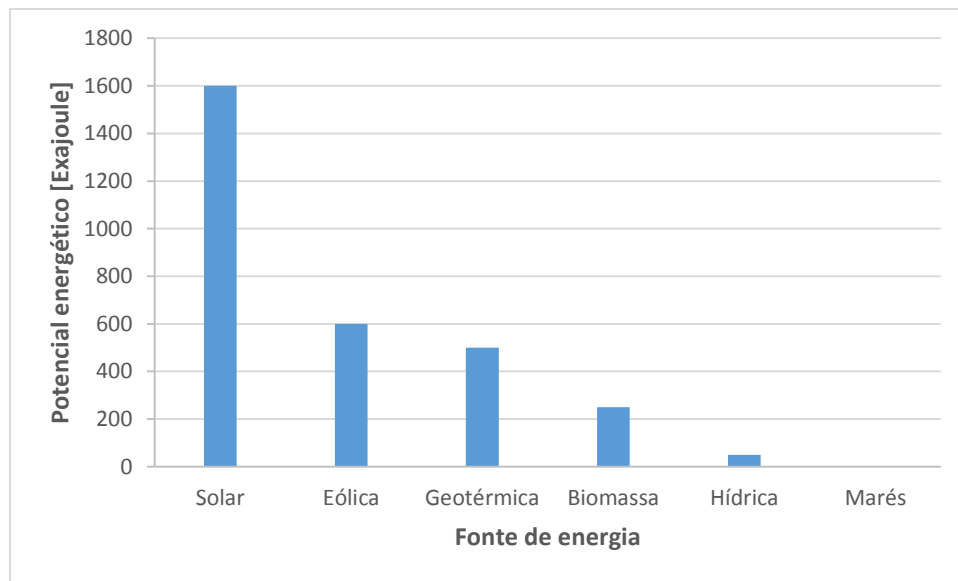


Figura 1.1 Potencial energético das energias renováveis (Chu, 2011)

Uma das tecnologias que permite a produção de energia elétrica através do recurso solar é a Energia Solar Concentrada (CSP), que tem como princípio básico a obtenção de temperaturas elevadas, através do uso de concentradores solares. O nascimento da indústria de CSP, dedicada à produção de energia elétrica, surgiu na década de 80, na Califórnia, através de um aval do governo para a construção de nove centrais, com uma capacidade total instalada de 354 MW_e (Lovegrove & Stein, 2012). Porém, como nos anos subsequentes ocorreu uma redução dos preços dos combustíveis fósseis, não existiram mais investimentos em centrais de CSP até ao ano de 2005, no qual ocorreram desenvolvimentos apreciáveis, com o mercado a reemergir em Espanha e nos Estados Unidos da América (EUA) (IEA, 2010). Segundo informações disponibilizadas pelo EurObserv'Er (2014), as centrais termosolares, no final do mês de maio de 2014, tinham uma potência total instalada de 3,7 GW, cerca de 2 GW em fase de construção, 4,8 GW em fase de desenvolvimento e, 3,3 GW planeados. Na Figura 1.2, encontra-se apresentado um cronograma dos desenvolvimentos das Centrais de CSP até ao ano de 2012.

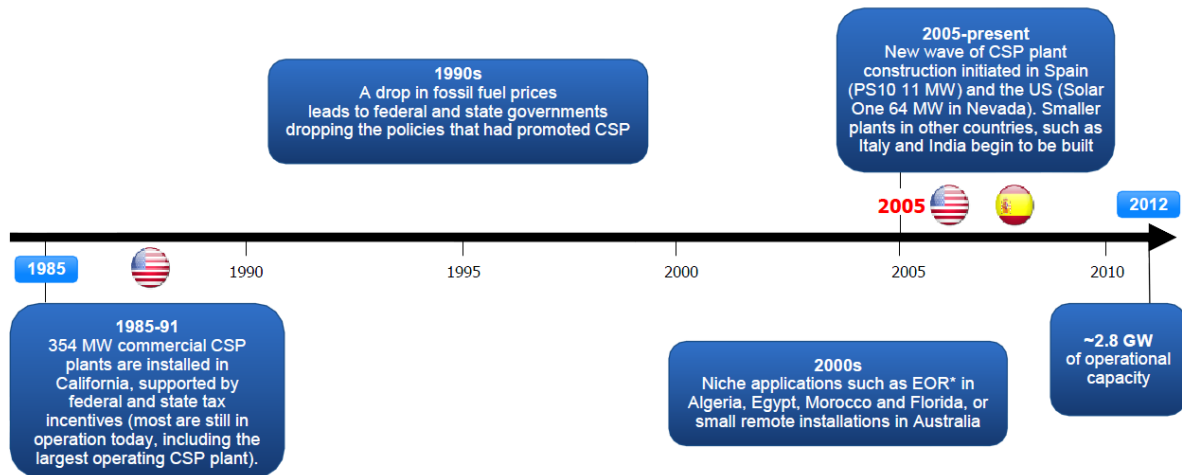


Figura 1.2 Cronograma dos desenvolvimentos das centrais de CSP (SBC Energy Institute, 2013)

Nas centrais de CSP, também denominadas centrais solares termoeletricas de concentração solar, como é necessário que o fluido de trabalho atinja temperaturas muito elevadas, considera-se que apenas a irradiância solar direta¹ (DNI) é que desencadeia todo o processo (IEA, 2010). A DNI indica, numa primeira instância, uma aproximação do potencial de uma central CSP num determinado local. No entanto, o fator mais importante na seleção da zona consiste na análise das mudanças da DNI ao longo do dia, no local em estudo. Na realidade, caso a radiação direta diária seja inferior a um determinado valor (dependendo da tecnologia e de outros fatores do local), não existe produção de eletricidade na central, devido às perdas térmicas existentes no campo solar (Figura 1.3). Por norma, o valor de DNI, nos locais considerados favoráveis, é, no mínimo, 2000 kWh/(m².ano) (cerca de 5,5 kWh/(m².dia)) (SBC Energy Institute, 2013).

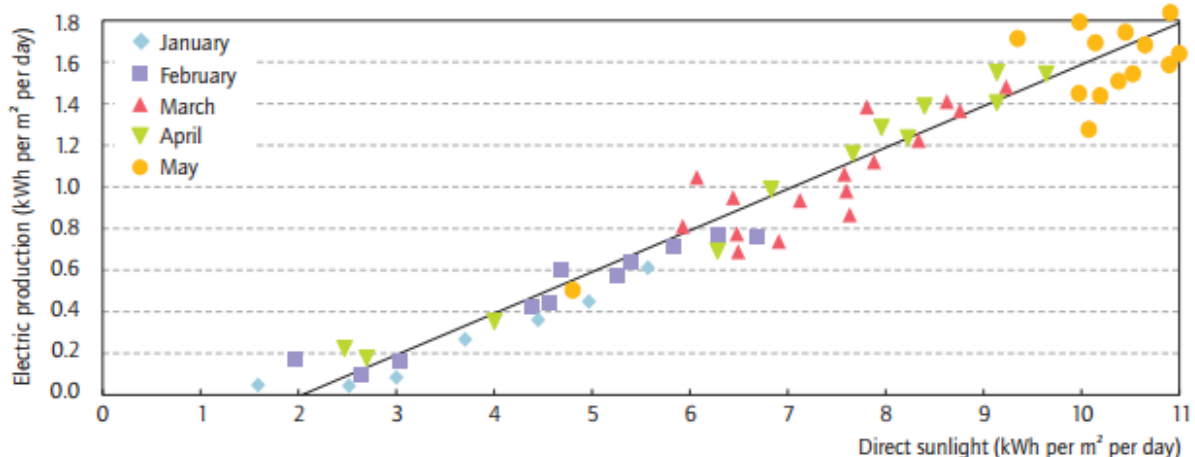


Figura 1.3 Relação entre radiação direta e produção de energia elétrica numa central de CSP pertencente ao projeto SEGS (IEA, 2010)

Deste modo, é importante ter conhecimento sobre as melhores localizações para construir centrais de CSP. Como as principais causas para a ocorrência de diferenças na radiação direta são a composição da atmosfera e as condições meteorológicas do local, os melhores resultados são, frequentemente, oriundos de locais áridos e semiáridos, com céu limpo e com latitudes entre 15 a 40 ° Norte ou Sul. Isto ocorre

¹ Irradiação que incide na superfície terrestre em raios paralelos, que não é difusa e é normalmente definida em kWh/(m².ano).

devido aos locais muito próximos do equador normalmente serem demasiado nublados e húmidos e, os que se encontram a latitudes superiores, apresentarem o céu muito nublado. Geralmente, também é considerado que a irradiância tem valores mais elevados para locais com altitude superior, onde a absorção e reflexão da luz solar são inferiores (IEA, 2010). Na Figura 1.4, encontra-se representado um mapa-múndi, onde se consegue visualizar os locais com os melhores valores de DNI no mundo, destacando-se o Norte e Sul do Continente Africano, o Médio Oriente, Noroeste da Índia, Sudoeste dos EUA, México, Chile e a Austrália.

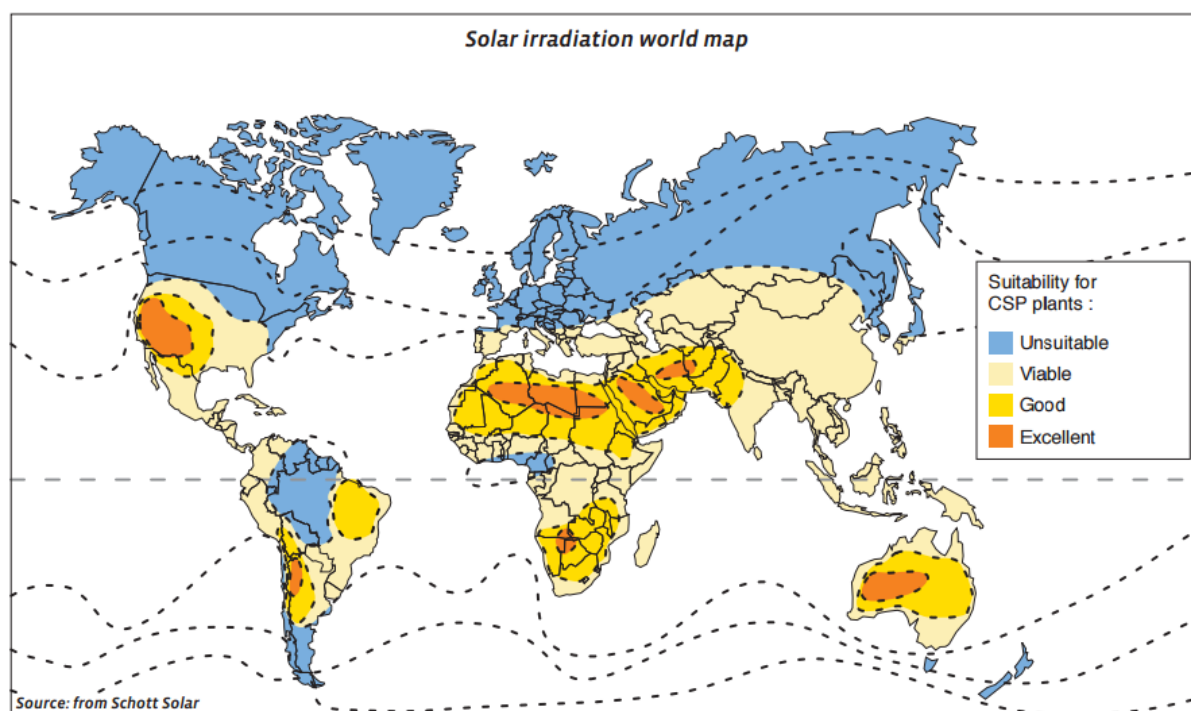


Figura 1.4 Irradiância direta normal no mundo (EurObserv'ER, 2014)

Os estudos que avaliam com detalhe as zonas mais promissoras para a construção de centrais de CSP, para além de analisarem a DNI, também analisam o espaço disponível. É necessário estudar esse parâmetro, visto que para uso direto da energia solar, as centrais de CSP necessitam de uma grande área disponível, que é cerca de 2 hectares por MW_e, sendo este valor influenciado pela irradiância do local em estudo e pela tecnologia utilizada (IEA-ETSAP & IRENA, 2013b).

Apesar de existirem restrições à construção de centrais de CSP em alguns locais, como descrito anteriormente, continua a existir um elevado potencial para o seu uso. Por exemplo, só o potencial existente para a zona Sudoeste dos EUA é superior ao consumo do país (IEA, 2010). Contudo, esta tecnologia, como todas as tecnologias que recorrem ao recurso solar para produzir energia elétrica, são condicionadas por vários fatores, nomeadamente a hora do dia, a localização e as condições atmosféricas. Esse facto pode demonstrar-se como sendo uma desvantagem, uma vez que o consumo de energia elétrica também ocorre quando não existe luz solar. Por esse motivo, existe a necessidade de instalar um sistema de armazenamento térmico ou de ter sistemas de apoio energético (*backup*). Como o armazenamento térmico é vantajoso a nível económico, em relação ao sistema de *backup* e este último recorre, por norma, a combustíveis fósseis, o sistema de armazenamento tem ganho importância (Wagner & Rubin, 2012). As principais vantagens do armazenamento de energia térmica nas centrais de CSP encontram-se indicadas de seguida (EPRI, 2010):

- Permite aproveitar toda a energia recebida, através do armazenamento da energia térmica que não é imediatamente utilizada para produção de energia elétrica;
- Possibilita que haja um deslocamento da produção de eletricidade, através do armazenamento da energia térmica nos períodos onde existe pouca procura de energia elétrica para produzir eletricidade quando a procura é mais elevada e os preços também são superiores, mostrando-se uma mais-valia económica;
- Permite evitar as flutuações que poderão existir na produção de energia elétrica nas centrais de CSP sem armazenamento, devido ao recurso solar não ter sempre o mesmo valor de DNI;
- Ocorre uma redução do período de arranque das centrais de CSP, com o uso da energia térmica armazenada para esta finalidade.

Desta forma, as centrais de CSP com armazenamento conseguem ter um fator de capacidade² e despachabilidade³ superiores às que não têm armazenamento, além de facilitar a integração na rede e aumentar a competitividade com outras tecnologias de produção de energia elétrica (IEA-ETSAP & IRENA, 2013b).

A energia térmica armazenada no sistema de armazenamento é utilizada, por norma, durante o período em que o recurso solar é reduzido ou inexistente e o consumo de energia elétrica é elevado, o que ocorre, habitualmente, das 18 às 23 horas. Existem dois modos de funcionamento principais para produzir energia elétrica através da energia armazenada no sistema de armazenamento, nesse espaço temporal, que estão representadas na Figura 1.5 e Figura 1.6 (EPRI, 2010).

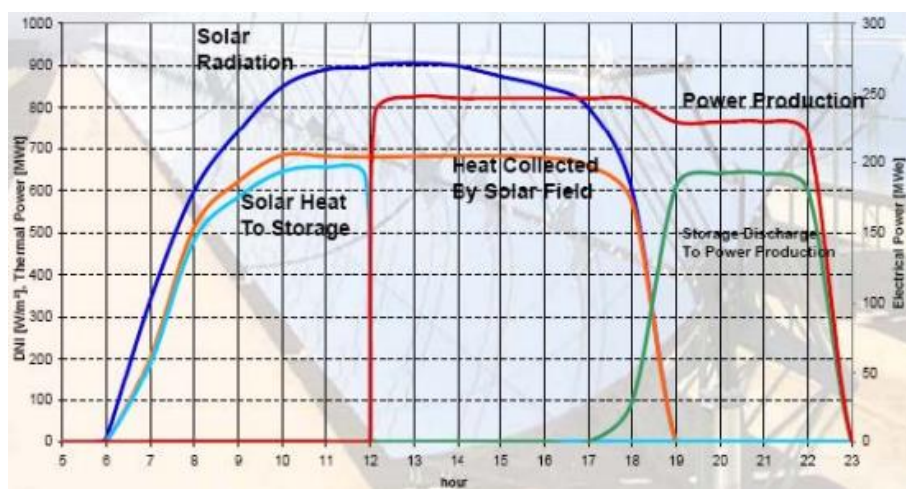


Figura 1.5 Deslocamento da produção de energia elétrica através do armazenamento térmico (EPRI, 2010)

Na Figura 1.5, encontra-se representada a situação onde a energia térmica da central de CSP é, inicialmente, toda armazenada, até o sistema de armazenamento estar completamente carregado. A partir desse instante, toda a energia térmica é aproveitada para produzir energia elétrica, até não haver mais radiação solar. Através da energia térmica armazenada, a central termoelétrica consegue produzir

² Rácio entre a energia elétrica produzida, num determinado período de tempo, e a energia elétrica que a central produziria caso estivesse a produzir à potência nominal, continuamente, durante esse período de tempo.

³ Capacidade da central de responder à procura do operador da rede elétrica.

continuamente eletricidade durante a tarde, quando a radiação solar tem valores relativamente baixos, e durante o período noturno (linhas vermelha e verde, das 18 horas às 23 horas).

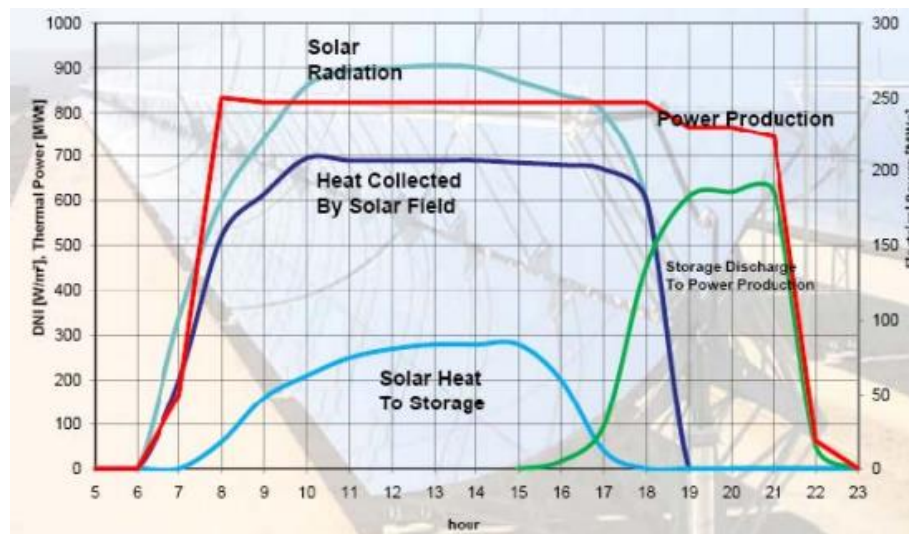


Figura 1.6 Prolongamento do período de operação do sistema (EPRI, 2010)

Na Figura 1.6, está representado um prolongamento da produção de energia elétrica, onde existe, simultaneamente, produção de eletricidade e armazenamento de energia térmica. Quando o sistema de armazenamento está carregado, toda a energia térmica é usada para produzir eletricidade e, de forma semelhante à anterior, a central termoeletrica também usa a energia armazenada para produzir energia elétrica durante o final da tarde e início da noite (até às 23 horas).

Apesar de atualmente existirem várias centrais em funcionamento com sistema de armazenamento, ainda existem diversos fatores a melhorar nos mesmos. Um dos sistemas em fase de investigação é o sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline*. Nesse sentido, o objetivo do estudo apresentado neste documento, é parametrizar e validar um modelo unidimensional representativo desse sistema de armazenamento.

1.1 Estrutura do documento

Este documento é apresentado com oito secções. A presente Secção faz a introdução ao tema estudado, apresentando a descrição do problema, dentro do contexto do armazenamento de energia térmica, e define a estrutura do documento.

Na Secção 2 está descrita a revisão bibliográfica, com ênfase nas diferentes tecnologias disponíveis para armazenamento térmico, direto ou indireto, nos materiais utilizados e dos modelos matemáticos considerados para efeitos de modelação do comportamento térmico do *thermocline*.

Na Secção 3, encontram-se indicados os resultados experimentais utilizados para validação do modelo, bem como os cálculos decorrentes desses mesmos resultados.

Na Secção 4 encontra-se definido o modelo utilizado e é efetuada a sua validação, utilizando para tal uma metodologia que avalia os resultados numéricos qualitativa e quantitativamente.

Na Secção 5 são apresentadas e discutidas três variações de parametrização do modelo computacional considerado no âmbito deste trabalho. As variações consideradas incluem:

- Propriedades térmicas do fluido com dependência e independência da temperatura;
- Presença e ausência de transmissão de calor por condução nos materiais;

- Porosidade do leito, onde são considerados três valores de porosidade;

A Secção 6 apresenta as conclusões do trabalho e propostas de trabalho futuro, a sétima Secção descreve as referências bibliográficas utilizadas ao longo deste documento e a última Secção é referente aos Anexos.

2. Estado da arte

Uma central de CSP é constituída por quatro elementos básicos: o concentrador, o recetor, o sistema de transporte/armazenamento e o bloco de potência. Resumidamente, nas centrais solares termoeleétricas, a energia solar é convertida em energia térmica e, de seguida, a energia térmica em energia elétrica. Para tal, recorre-se a lentes ou espelhos para redirecionar a energia de uma grande área de captação para uma área mais pequena (este processo denomina-se concentração). Seguidamente, no recetor ou coletor, a energia solar é convertida em energia térmica (calor) e é transferida para um fluido térmico. Este ou é armazenado (sistema de armazenamento), para ser usado posteriormente, ou é transportado (sistema de transporte) para o bloco de potência, onde é produzida eletricidade. Para tal, transforma-se o calor em energia mecânica (através de turbinas ou mecanismos similares) que será posteriormente transformada em energia elétrica (Zhang, 2009). Todo o processo encontra-se representado na Figura 2.1.

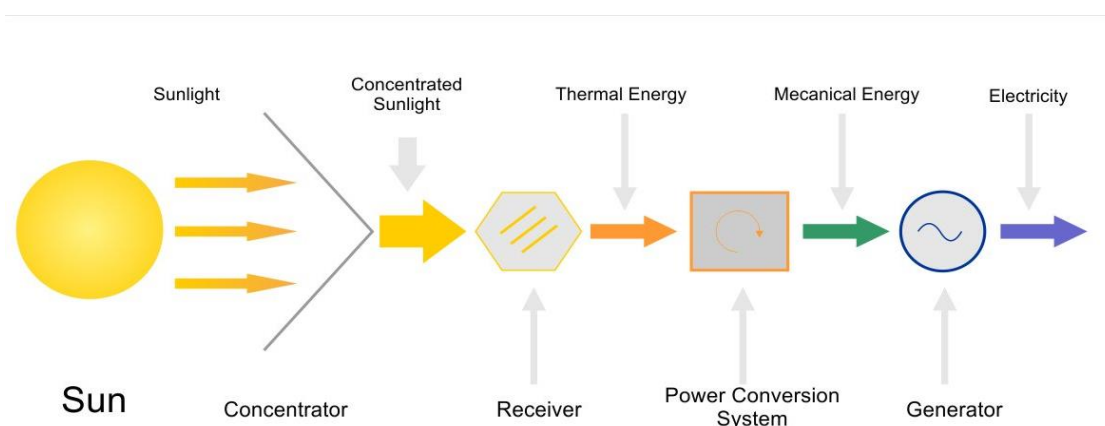


Figura 2.1 Representação da conversão da energia solar em eletricidade (CSP World, 2012)

Para além da produção da energia elétrica, as centrais de CSP podem também aproveitar a energia térmica para outras aplicações, tais como: processos industriais, dessalinizar a água (uma mais-valia para as zonas áridas localizadas perto de um oceano), melhorar a eletrólise da água na produção de hidrogénio⁴, produzir calor para as centrais de ciclo combinado e, inclusive, usá-lo num processo melhorado de extração de petróleo (EOR) (SBC Energy Institute, 2013). Além destas aplicações, também pode haver a integração das centrais de CSP em centrais térmicas convencionais (IEA-ETSAP & IRENA, 2013b).

Ambientalmente, as centrais de CSP são, entre as centrais que produzem eletricidade, das centrais que apresentam menores emissões de gases de efeito estufa (emitem, por norma, entre 14 a 32 g de CO₂eq⁵ por kWh produzido, ao longo do seu ciclo de vida) (Arvizu, *et al.*, 2011). Porém, estas centrais têm como desvantagem o facto de necessitarem de muita água no sistema de arrefecimento quando são usados ciclos de vapor, o que pode causar um impacto ambiental significativo nas zonas áridas ou semiáridas. Para resolver esta problemática, algumas centrais usam torres de arrefecimento secas, que reduzem a necessidade de água em mais de 90 % (SBC Energy Institute, 2013). Contudo, esta solução, além de produzir um aumento do custo capital de 10 %, contribui para que haja uma redução de 7 % na

⁴ Fenómeno conhecido por termo-electrólise que se enquadra nos combustíveis solares.

⁵ Medida métrica utilizada para comparar as emissões de vários Gases de Efeito Estufa. Esta medida é baseada no Potencial de Aquecimento Global e é calculada através da multiplicação da quantidade de Gases de Efeito de Estufa emitidos, no caso em estudo, pelo fator de Potencial de Aquecimento Global.

produção de eletricidade, comparativamente com as centrais que não usam essas torres de arrefecimento (IEA-ETSAP & IRENA, 2013a).

Atualmente, um dos maiores obstáculos à construção de centrais de CSP é o seu custo. De acordo com um estudo publicado pela Agência Internacional para as Energias Renováveis (IRENA, 2013), com informações referentes a 2012, o custo nivelado da energia⁶ (LCoE) das centrais termoelétricas é dependente da tecnologia usada, da DNI e da presença/ausência de sistema de armazenamento. Segundo os dados desse estudo⁷, tendo como base um valor de 2100 kWh/(m².ano) para a irradiância, o LCoE decresce cerca de 4,5 % por cada 100 kWh/(m².ano) adicional que o local tiver em relação a esse valor base, tendo em consideração que as restantes condições (tecnologia, presença/ausência de armazenamento, entre outros) mantêm-se. Relativamente ao sistema de armazenamento, se for colocado um sistema com capacidade de produzir energia à potência nominal durante 6 horas, pode existir uma diminuição do LCoE até 10 %, em comparação com uma central que não tenha sistema de armazenamento.

Segundo dados disponibilizados noutro documento (IEA-ETSAP & IRENA, 2013a), é também esperado que o LCoE decresça cerca de 30 a 50 % até 2020, em comparação com os valores de 2012, devido ao aumento do conhecimento sobre essa tecnologia e com a economia de escala, que é expectável que ocorra com o crescimento da indústria de CSP no mundo.

Relativamente às tecnologias existentes nas centrais de CSP, estas podem ser divididas pelo tipo de focagem e recetor, como indicado na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 Principais tecnologias CSP existentes

Recetor \ Tipo de foco	Em linha	Focagem num ponto
Fixo	Concentrador linear com refletor <i>Fresnel</i>	Torre solar
Móvel	Concentrador parabólico linear	Prato parabólico

2.1 Tecnologias de concentração

2.1.1 Concentrador parabólico linear

Os sistemas que utilizam o concentrador parabólico linear, também denominado como concentrador cilindro-parabólico ou concentrador de canal parabólico, recorrem a espelhos refletores, em forma de parábola, que refletem a luz solar para um tubo recetor que se encontra na linha focal dos espelhos, como representado na Figura 2.2 (Lovegrove & Stein, 2012).

⁶ LCoE: custo da energia elétrica (custos de capital, de investimento inicial, de operação e manutenção e combustíveis) dividido pela energia elétrica produzida ao longo da vida útil da central.

⁷ Os custos apresentados no estudo variaram entre 0,17 a 0,38 \$/kWh e os cálculos foram efetuados com os seguintes pressupostos: custo de capital entre 3400 a 4600 \$/kW e o fator de capacidade da central ser entre 20 a 27 %.



Figura 2.2 Concentrador parabólico linear (IEA-ETSAP & IRENA, 2013b)

Os refletores, nos concentradores parabólicos lineares, consistem em alinhamentos paralelos de espelhos retangulares, curvados em forma de parábola, e assentes numa estrutura com seguimento solar, de eixo único. Os vetores de espelhos podem ter uma extensão de cerca de 100 m e entre 5 a 6 m de comprimento de arco (IEA, 2010).

Em relação ao recetor, este é constituído por dois tubos, um exterior de vidro e outro, dentro desse, de aço com revestimento seletivo. O espaço definido entre os dois tubos concêntricos encontra-se em vácuo e o coeficiente de absorção do revestimento seletivo é superior a 95 %, sendo que, à temperatura de 400 °C, apresenta uma emissividade inferior a 14 %. De forma a absorver uma maior quantidade de radiação, na superfície do tubo de vidro, é colocado um revestimento antirreflexo (Zhang, 2009).

Durante o funcionamento das centrais com concentradores parabólicos lineares, o fluido térmico que se encontra dentro do recetor ganha energia térmica no campo solar e é, de seguida, bombeado ou para o sistema de armazenamento ou para um conjunto de permutadores de calor, de forma a produzir vapor sobreaquecido. Assim, de forma semelhante às centrais convencionais, a produção de energia elétrica ocorre através do vapor que aciona uma turbina ligada a um gerador. Posteriormente, o vapor é condensado e retorna aos permutadores de calor. Por sua vez, o fluido térmico, após circular nos permutadores de calor e perder energia térmica, regressa ao campo solar. Na Figura 2.3, encontra-se representada uma central com concentrador parabólico linear com sistema de armazenamento.

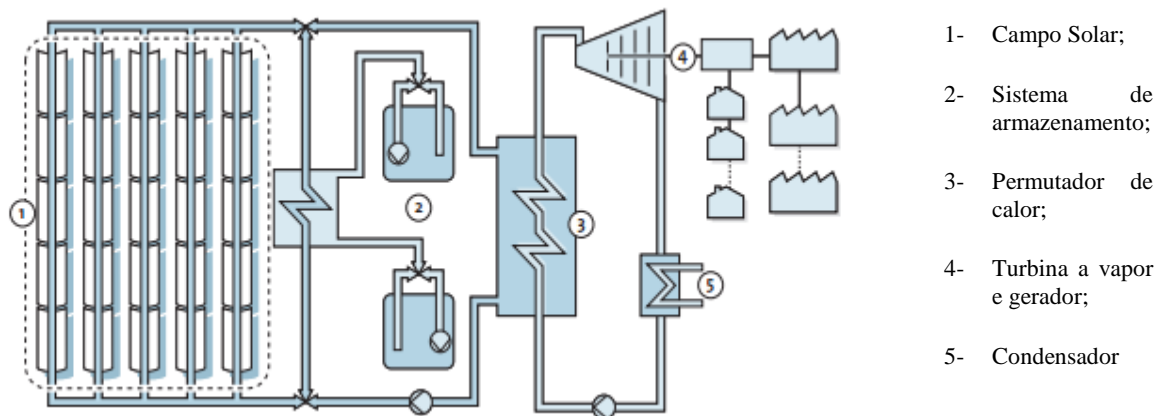


Figura 2.3 Esquema de uma central de CSP com concentrador parabólico linear (Solar Millenium, 2008)

O sistema de concentradores parabólicos lineares é a tecnologia mais desenvolvida e a potência nominal instalada, no total, é superior a 1500 MW_e. Das centrais existentes, salienta-se o projeto SEGS (*Solar Electric Generation Station*), na Califórnia, em funcionamento desde 1980. Este projeto consiste em 9 centrais com uma potência nominal total de 354 MW_e (IEA-ETSAP & IRENA, 2013a).

2.1.2 Concentrador linear com refletor Fresnel

O concentrador linear com refletor Fresnel é similar ao concentrador parabólico linear, contudo o refletor, neste caso, é constituído por um conjunto de espelhos longos e planos ou com uma ligeira curvatura que refletem a luz solar para um recetor fixo que se encontra por cima dos refletores. O concentrador descrito encontra-se representado na Figura 2.4 (IEA, 2010).



Figura 2.4 Concentrador linear com refletor *Fresnel* (CSP World, 2012)

O fluido térmico que circula no recetor é, normalmente, água e, nessa situação, existe a conversão direta de água a vapor saturado, o que causa dificuldades na implementação de um sistema de armazenamento

de energia térmica (IEA-ETSAP & IRENA, 2013b). Na Figura 2.5, encontra-se representada uma central termoelétrica de concentração solar com concentrador linear com refletor Fresnel.

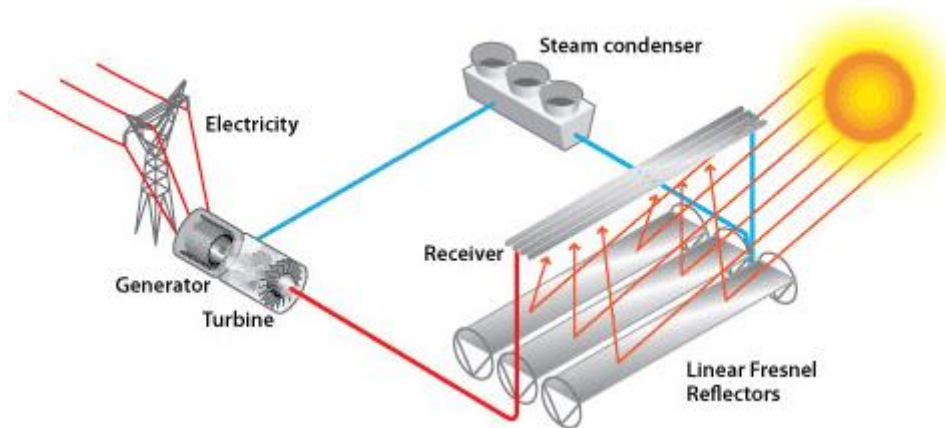


Figura 2.5 Esquema de uma central de CSP com concentrador linear com refletor Fresnel (EERE, 2013)

Geralmente, a maior vantagem do concentrador linear com refletor Fresnel é o seu custo mais reduzido, que é uma consequência do espelho usado como refletor não ter especificações especiais (em contraste com o concentrador parabólico linear). No entanto, a sua eficiência é também mais baixa e, como mencionado anteriormente, é, por norma, mais difícil de incorporar armazenamento térmico (IEA, 2010).

Como os concentradores lineares com refletores Fresnel são, entre as quatro tecnologias apresentadas, a tecnologia mais recente, ainda existem poucas centrais em funcionamento. Duas das centrais existentes são a Puerto Errado 2 (30 MW_e), em Espanha que entrou em funcionamento em Setembro de 2012 e a Kimberlina Solar Thermal Energy Power Plant (5 MW_e) nos EUA, Califórnia (IEA-ETSAP & IRENA, 2013b).

2.1.3 Torre solar

As centrais de CSP com torre solar utilizam espelhos com um sistema de seguimento solar de dois eixos, designados por helióstatos (Figura 2.6), para refletir a luz solar para o topo de uma torre onde ocorre a absorção da energia solar pelo recetor (IEA, 2010).



Figura 2.6 Helióstatos (EPRI, 2010)

Dentro do recetor, circula o fluido térmico (água/vapor, óleos sintéticos ou sais fundidos) que absorve energia térmica e consegue atingir temperaturas entre 250 °C a 1000 °C, sendo a temperatura máxima admissível condicionada pelo fluido térmico escolhido (IEA-ETSAP & IRENA, 2013b).

Existe a possibilidade dos sistemas de torre solar terem um sistema de armazenamento, porém, caso haja a produção direta de vapor saturado, é mais difícil de implementar.

No geral, a tecnologia de torre solar apresenta vantagens relativamente às restantes tecnologias, na eficiência, fator de capacidade, armazenamento térmico e custo. Devido a estas características, esta pode ser a tecnologia com o LCoE mais baixo no futuro, porém, como é uma tecnologia relativamente recente, é necessário mais experiência para confirmar esta suposição (IEA, 2011).

Relativamente às centrais existentes com torre solar, existem as centrais PS10 e PS20, que são centrais de demonstração, com 11 e 20 MW_e de potência, respetivamente. Ambas as centrais estão equipadas com armazenamento térmico através de acumuladores de vapor, com capacidade para produzir eletricidade durante 30 a 60 minutos à potência máxima (Figura 2.7). Outra central a destacar é a Gemasolar que entrou em funcionamento no segundo semestre de 2011. A central tem uma potência nominal de 19 MW_e e tem um sistema de armazenamento térmico com sais fundidos com capacidade para produzir energia elétrica, à potência nominal, durante 15 horas. Espera-se que esta central funcione durante 6500 horas por ano e, por isso, atinja um fator de capacidade de 74 % (IEA-ETSAP & IRENA, 2013b).

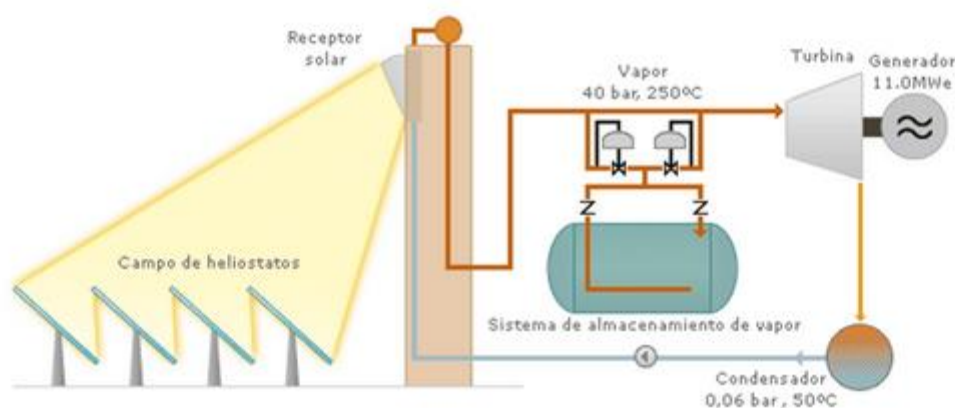


Figura 2.7 Esquema da central PS-10 (CSP World, 2012)

2.1.4 Prato parabólico

Os sistemas de pratos parabólicos, também denominados como sistemas de disco parabólico, utilizam espelhos parabólicos com seguimento solar para refletir a energia solar para um recetor. A energia solar é absorvida no recetor e é transferida para um motor/gerador ou para um fluido térmico que é transportado para uma central, onde ocorre a produção de energia elétrica (Lovegrove & Stein, 2012). Estes sistemas apresentam valores elevados de concentração solar e, dado que as suas temperaturas de funcionamento são elevadas (por norma, aproximadamente 750 °C), a eficiência energia solar-energia elétrica pode ser superior a 30 %, a mais elevada entre as quatro tecnologias (IEA-ETSAP & IRENA, 2013a). Os pratos parabólicos têm também a vantagem de não necessitarem de sistema de arrefecimento quando é utilizado um motor/gerador (RENAC, 2013). Na Figura 2.8, encontra-se representado o sistema de conversão de energia solar para energia térmica descrito anteriormente.



Figura 2.8 Prato parabólico (CSP World, 2012)

A principal característica deste sistema é a sua modularidade, uma vez que a potência nominal de cada prato parabólico é de cerca de dezenas de kW, enquanto as outras tecnologias têm potências nominais entre 1 MW e 250 MW. Por este facto, se for necessário construir uma central na mesma gama de potências, é necessário esta ser constituída por muitos pratos parabólicos (IEA, 2010). Este facto torna esta tecnologia ideal para aplicações descentralizadas, tais como eletrificação de zonas rurais (SBC Energy Institute, 2013). Além disso, como mencionado anteriormente, também pode não ser necessário ter sistemas de arrefecimento, o que faz este sistema ser também adequado para regiões com restrição de água, apesar do custo de produção de eletricidade ser elevado, devido a esta tecnologia ainda estar na fase de desenvolvimento (IEA-ETSAP & IRENA, 2013a).

De forma a sintetizar as características de cada tecnologia, na Tabela 2.2 estão indicadas as principais características, de acordo com a tecnologia de conversão de energia solar para energia térmica. Os dados apresentados referentes à potência instalada são relativos ao ano de 2013.

Tabela 2.2 Características das tecnologias das Centrais de CSP (Kuravi *et al*, 2013; IEA-ETSAP & IRENA, 2013a)

	Concentrador Parabólico Linear	Refletor linear de Fresnel	Torre solar	Prato parabólico
Potência nominal [MW]	5-280	10-200	10-370	0,01-0,4
Temperatura de operação do campo solar [°C]	290-550	250-390	250-650	550-750
Eficiência máxima da central [%]	14-20	~18	23-35 ⁸	~30
Fator de capacidade ⁹ [%]	25-28	22-24	25-28	25-28
Capacidade total instalada [MW _e]	>1500 (sem armazenamento) <275 (com armazenamento)	<50 (sem armazenamento)	<50 (sem armazenamento) 20 (com armazenamento)	0

2.2 Armazenamento de energia térmica

Os sistemas de armazenamento de energia térmica podem ser classificados como sistemas de armazenamento de calor sensível, de calor latente ou termoquímico.

O armazenamento de calor sensível ocorre através do aumento da temperatura de um material que se encontra, por norma, no estado líquido ou sólido, não existindo mudança de estado físico. Desta forma, a quantidade de energia térmica armazenada é dependente da temperatura, da quantidade e do calor específico do material de armazenamento e pode ser calculada através da equação 2.1 (Abedin & Rosen, 2011).

$$Q_{cs} = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

Sendo,

- Q_{cs} : energia térmica armazenada [J];
- m : massa [kg];
- C_p : calor específico a pressão constante [J/(kg.K)];
- ΔT : intervalo de temperatura [K].

Todas as centrais de CSP em larga escala, até à data de entrega deste documento, com armazenamento de energia térmica, utilizam um sistema de armazenamento de calor sensível (Kuravi, *et al*, 2013), sendo esta temática discutida mais detalhadamente na Secção 2.3.

⁸ Eficiência máxima atingida numa central de ciclo combinado.

⁹ Centrais sem sistema de armazenamento

No caso do calor latente, os sistemas de armazenamento baseiam-se na variação da entalpia que ocorre durante a mudança de estado físico (por norma, de sólido para líquido) para armazenar a energia. Para tal, escolhe-se o material de acordo com a sua temperatura de mudança de fase, adaptando-o à gama de temperaturas de funcionamento da central termoelétrica (Abedin & Rosen, 2011). A energia armazenada no sistema de armazenamento no caso do calor latente, para uma mudança de estado sólido-líquido, pode ser calculada conforme indicado na equação 2.2 (Kuravi, *et al.*, 2013).

$$Q_{cl} = m[Cp_s(T_m - T_s) + h + Cp_f(T_f - T_m)] \quad (2.2)$$

Sendo,

- Q_{cl} : energia térmica armazenada [J];
- m : massa [kg];
- Cp : calor específico a pressão constante [J/(kg.K)];
- T : temperatura [K];
- h : entalpia da mudança de fase [J/kg];

O armazenamento de calor latente é vantajoso comparativamente com o sistema de calor sensível em relação ao volume ocupado, uma vez que este tem uma maior densidade energética (Gil, *et al.*, 2010). Porém, na seleção dos materiais é necessário ter em consideração que o processo de mudança de estado físico deve ser física e quimicamente reversível, para que não ocorra mudança na temperatura de fusão e entalpia de fusão durante os vários ciclos de carga e descarga que ocorrem ao longo do seu tempo de vida (Lovegrove & Stein, 2012).

Por fim, os sistemas de armazenamento termoquímico são os menos desenvolvidos em termos de investigação apesar de serem os que apresentam uma maior densidade energética (Kuravi, *et al.*, 2013). Estes sistemas baseiam-se na energia libertada e absorvida na formação e quebra de ligações moleculares numa reação química reversível (Lovegrove & Stein, 2012), sendo a energia térmica do campo solar armazenada através de uma reação endotérmica e libertada através de uma reação exotérmica (Gil, *et al.*, 2010). O calor armazenado nestes sistemas pode ser calculado através da equação 2.3.

$$Q_{tq} = a_r m \cdot \Delta h \quad (2.3)$$

Sendo,

- Q_{tq} : energia térmica armazenada [J];
- a_r : fração do material reagente;
- m : massa [kg];
- Δh : entalpia de reação [J/kg];

Os sistemas de armazenamento termoquímico têm um elevado potencial para armazenamento a longo prazo devido a terem densidades energéticas elevadas e as perdas térmicas serem quase inexistentes (Gil, *et al.*, 2010). Contudo, estes sistemas apresentam as mesmas limitações que os outros sistemas de armazenamento têm (estabilidade dos materiais ao longo dos vários ciclos de carga/descarga, reversibilidade da reação e custo) e é limitado no tempo pela cinética das reações químicas (Kuravi, *et al.*, 2013).

Na Tabela 2.3 encontram-se indicadas as vantagens e desvantagens de cada tecnologia, em conjunto com a sua maturidade.

Tabela 2.3 Características dos tipos de armazenamento na forma de calor (Abedin & Rosen, 2011)

	Tipo de armazenamento		
	Calor Sensível	Calor latente	Armazenamento termoquímico
Maturidade da tecnologia	Disponível comercialmente	Disponível comercialmente para algumas gamas de temperaturas e materiais	Em fase de desenvolvimento, com alguns projetos piloto
Vantagens	<p>Custo reduzido</p> <p>Seguro</p> <p>Sistema de armazenamento simples</p>	<p>Densidade energética superior à do sistema de calor sensível</p>	<p>Densidade energética elevada</p> <p>Poucas perdas térmicas à temperatura ambiente</p> <p>Possibilidade de armazenar energia durante um período de tempo elevado</p>
Desvantagens	<p>O volume do sistema de armazenamento é elevado</p> <p>Perdas térmicas podem ser significantes (depende do isolamento)</p>	<p>Condutividade térmica baixa</p> <p>Corrosão dos materiais</p> <p>Perdas térmicas podem ser significantes (depende do isolamento)</p>	<p>Custos de capital elevado</p> <p>Tecnicamente complexo</p>

2.3 Armazenamento de calor sensível

As centrais de CSP com armazenamento de grandes dimensões, utilizam sistemas de armazenamento de calor sensível, conforme indicado na Secção 2.2. Estes sistemas dividem-se em sistemas de dois tanques, mais convencionais, nos quais o armazenamento pode ser efetuado de forma direta ou indireta, e sistemas de tanque único, também denominado de tanque único com *thermocline*. As centrais termoelétricas de concentração solar existentes até 2013 e com armazenamento encontram-se indicadas na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 Centrais em funcionamento em 2013 com sistema de armazenamento de calor sensível (Kuravi, *et al.*, 2013; Burgaleta, *et al.*, 2011)

Projeto	Tecnologia	Sistema de armazenamento	Potência da central	Capacidade de armazenamento
La Florida Badajoz, Espanha	Concentrador parabólico linear	Sistema de dois tanques indireto	50 MW _e	375 MWh _t
Andasol-1 Granada, Espanha				
Andasol-2 Granada, Espanha				
Extresol-1 Badajoz, Espanha				
Manchasol-1 Cidade Real, Espanha				
Manchasol-2 Cidade Real, Espanha				
La Dehesa Badajoz, Espanha				
Archimede Sicília, Itália	Torre solar	Sistema de dois tanques direto	5 MW _e	40 MWh _t
Torresol Gemasolar Sevilha, Espanha			20 MW _e	300 MWh _t

2.3.1 Sistema de dois tanques

O sistema de armazenamento de dois tanques (Figura 2.9) é constituído por um tanque que armazena o fluido a temperaturas mais elevadas, proveniente do campo solar, e um tanque que armazena o fluido com temperaturas inferiores, proveniente do bloco de potência.



Figura 2.9 Tanques de armazenamento da central Andasol 1 (EPRI, 2010)

Sistema indireto

No caso do sistema de armazenamento de dois tanques ser indireto, o fluido de transporte e o fluido de armazenamento são distintos. Desta forma, o fluido que circula no campo de coletores encontra-se separado do que é armazenado nos tanques e entre eles tem de existir um permutador de calor.

A carga/descarga do sistema de armazenamento ocorre através da transferência de calor entre o fluido de transporte e o de armazenamento, no permutador. Assim, durante a carga, o fluido de transporte é aquecido no campo solar e, de seguida, é conduzido para o permutador de calor. Simultaneamente, o fluido térmico de armazenamento é bombeado do tanque frio para o tanque quente, passando pelo permutador de calor, no qual existe uma transferência de calor entre os dois fluidos. Durante a descarga, o fluido de armazenamento que se encontra no tanque quente é bombeado até ao permutador onde o fluido de transporte adquire energia térmica e, é bombeado, de seguida, até ao bloco de potência de forma a gerar vapor e produzir eletricidade. Nas duas operações, o fluxo no permutador é em contracorrente, de forma a existir uma maximização da transferência de calor entre os dois fluidos (EPRI, 2010). O sistema de armazenamento de dois tanques indireto encontra-se representado na Figura 2.10.

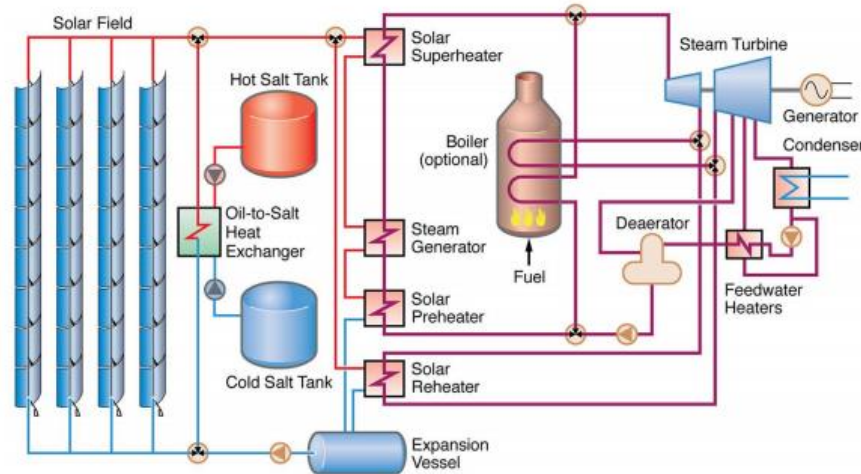


Figura 2.10 Sistema de armazenamento de dois tanques indireto (EPRI, 2010)

Apesar do sistema de armazenamento indireto em dois tanques ser viável, estando associado a um menor risco tecnológico, verifica-se que a transferência de energia entre o fluido térmico e o fluido de armazenamento ocorre com perdas térmicas. Por isso, a temperatura do fluido térmico, quando passa pelo processo de armazenamento, é cerca de 10 a 20 °C inferior, comparativamente com a situação onde isso não ocorre e se opera diretamente do campo solar. Desta forma, devido às reduções de eficiência e temperatura associadas aos permutadores, também a eficiência do ciclo de *Rankine* é inevitavelmente inferior aquando da utilização do sistema indireto (EPRI, 2010).

O sistema indireto de dois tanques é, atualmente, considerado o estado-da-arte de armazenamento de energia térmica e, por isso, existem diversas centrais com este tipo de sistema de armazenamento, como se consegue visualizar na Tabela 2.4. Duas das centrais mais relevantes são a Central Andasol1 e Andasol2 com uma capacidade de armazenamento de 1010 MWh_t que lhes permite produzir energia elétrica à potência de 50 MW_e durante 7,5 horas (Kuravi, *et al*, 2013).

Sistema direto

No armazenamento direto, como o fluido térmico que circula no campo solar é o mesmo que é utilizado no sistema de armazenamento, não existe a necessidade do ter permutadores de calor. Dessa forma, esse sistema é constituído por dois tanques, bombas e o restante equipamento que tem como finalidade o equilíbrio do sistema de armazenamento. Na Figura 2.11, encontra-se representada uma central termoelétrica com torre solar e com um sistema de armazenamento de dois tanques direto.

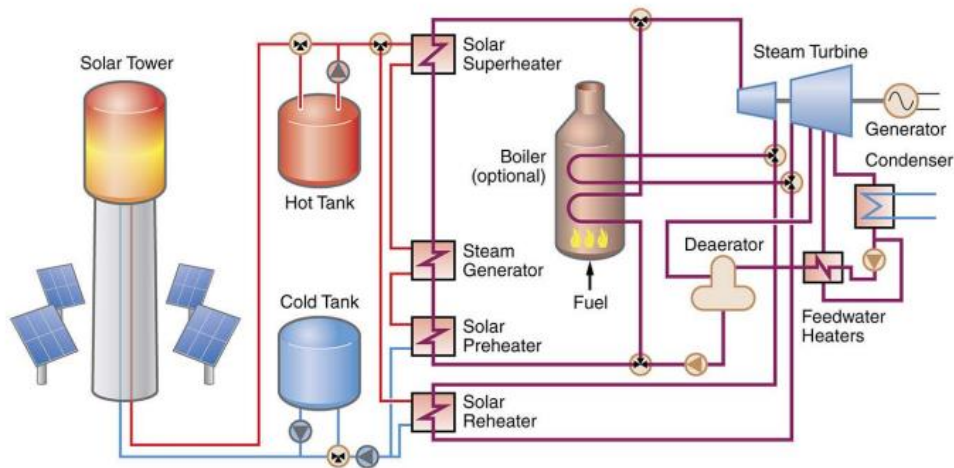


Figura 2.11 Sistema de armazenamento de dois tanques direto (EPRI, 2010)

Em situação de carga, para o sistema direto, o fluido do tanque frio circula pelo recetor, absorve energia térmica, e retorna ao tanque quente. Na descarga, o fluido térmico que se encontra no tanque quente é bombeado até ao bloco de potência, onde perde energia térmica, sendo bombeado de seguida até ao tanque frio, onde é armazenado.

Atualmente existem diversos projetos referentes a sistemas de armazenamento de dois tanques direto e é de salientar o Gemasolar, que está em funcionamento desde 2011. A central tem 19,9 MW_e de potência e uma capacidade de armazenamento de 15 horas, à potência nominal (Burgaleta, *et al.*, 2011).

2.3.2 Tanque único

No sistema de armazenamento de tanque único, também denominado de tanque único com *thermocline*¹⁰, tanto o fluido quente como o fluido frio são armazenados no mesmo tanque, existindo uma estratificação do fluido devido à diferença de densidades. Desta forma, na zona superior do tanque encontra-se o fluido quente e, na zona inferior, o frio. Como há uma diferença de temperatura entre essas duas zonas consideradas isotérmicas, existe um elevado gradiente de temperatura entre elas, que é denominado por *thermocline*, e que se encontra exemplificado na Figura 2.12 (Flueckiger, *et al.*, 2011).

¹⁰ *Thermocline* significa uma zona com uma altura reduzida e com um elevado gradiente de temperatura.

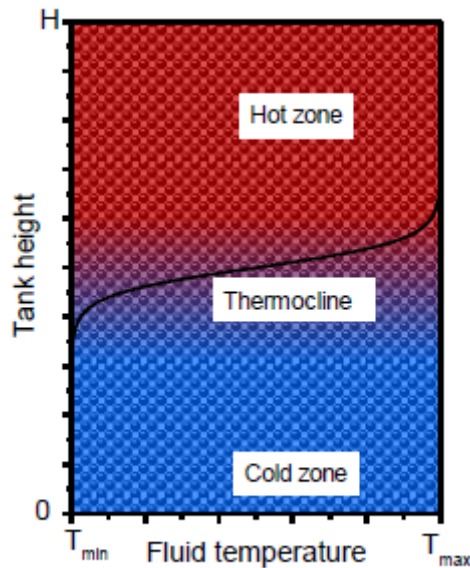


Figura 2.12 Temperatura ao longo do eixo axial do tanque (Bayón R. , 2013)

O processo de carga ocorre através da inserção de fluido quente na zona superior e extração de fluido frio na zona inferior. No processo de descarga, ocorre o processo inverso, sendo bombeado fluido frio para dentro do tanque, na zona inferior, enquanto é extraído fluido quente na parte superior (Flueckiger, *et al*, 2014).

A primeira e única central de grandes dimensões com este sistema de armazenamento foi a central Solar One que entrou em funcionamento em 1982 e encerrou em 1988, devido a uma explosão que fez uma pequena fissura no tanque (EPRI, 2010). Na Figura 2.13, está representada uma central de CSP com torre solar e armazenamento de calor sensível em tanque único com *thermocline*.

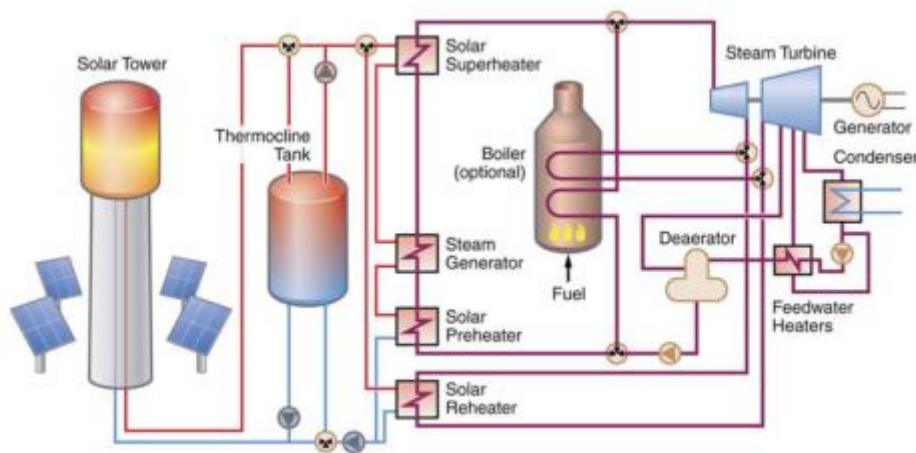


Figura 2.13 Sistema de tanque único com *thermocline* (EPRI, 2010)

2.3.3 Materiais

A principal vantagem do sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline*, em comparação com o sistema de dois tanques, é o seu custo ser mais reduzido, devido a ser só utilizado um tanque no sistema de armazenamento. Porém, como apresentado na Figura 2.14, o material que apresenta custos mais elevados é o fluido térmico. Por esse motivo, existe a possibilidade de reduzir ainda mais o custo,

através da substituição de uma fração do fluido térmico por material de enchimento, no estado sólido, que tem custos mais reduzidos (Arvizu, *et al.*, 2011).

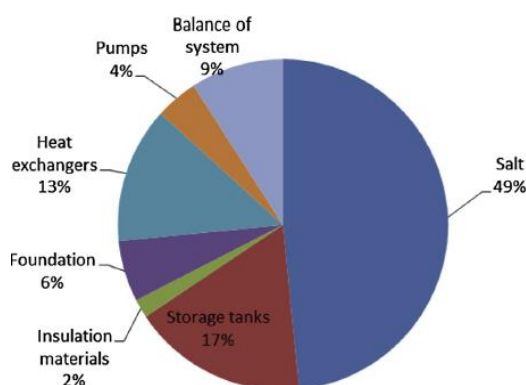


Figura 2.14 Custos por componente do sistema de armazenamento de dois tanques indireto (Kuravi *et al.*, 2013)

No caso de ser usado material de enchimento, como este se encontra no estado sólido e o fluido térmico no estado líquido, o sistema de armazenamento fica com dois materiais em dois estados físicos diferentes. Como tal, esses sistemas são denominados sistemas de armazenamento com dois estados e é considerado que o principal meio de armazenamento é o material no estado sólido (Kuravi, *et al.*, 2013).

Materiais no estado sólido

A escolha do material de enchimento, no estado sólido, tem três critérios principais: o custo do material, a capacidade térmica volumétrica e a condutividade térmica (Gil, *et al.*, 2010; Li, *et al.*, 2011).

O custo do material é importante, uma vez que a principal vantagem do sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline* é o seu custo, em comparação com as outras tecnologias de armazenamento de calor sensível. Desta forma, dá-se preferência aos materiais que tenham um valor mais reduzido.

A condutividade térmica é um elemento na seleção do material devido à transferência de calor no sólido depender apenas desse fenómeno. Desta forma, caso a condutividade seja pequena, existirá uma discrepância entre a temperatura no interior da partícula e à superfície, o que prejudica a eficiência do ciclo de descarga (Xu, *et al.*, 2013). Para que não ocorra condução térmica na direção axial do tanque e, assim prejudicar a estratificação do fluido, o material é granulado, existindo, dessa forma, poucos pontos de contacto entre as partículas no estado sólido (Flueckiger, *et al.*, 2011). Porém, a condutividade também não pode ser muito elevada, para que não ocorra um aumento da transferência de calor entre as partículas adjacentes, mesmo sendo estas granuladas (Xu, *et al.*, 2013).

Em relação à capacidade térmica volumétrica, quanto maior for o seu valor maior é a energia térmica que pode ser armazenada. Assim, na escolha do material sólido, é procurado um material que apresente um valor elevado de capacidade térmica volumétrica, um custo reduzido e elevada condutividade térmica (Gil, *et al.*, 2010).

Os materiais sólidos mais estudados, para serem usados como material de enchimento nos sistemas de armazenamento de calor sensível, são o betão e a areia e gravilha, por serem considerados como materiais de baixo custo e com boa condutividade térmica (Li, *et al.*, 2011). Na Tabela 2.5 encontram-se identificados alguns dos principais materiais que podem ser usados como material de enchimento e os

valores aproximados das suas principais características, nomeadamente, a densidade, o calor específico a pressão constante, a capacidade térmica volumétrica e a condutividade térmica do material.

Tabela 2.5 Principais características de alguns materiais no estado sólido (Bayón, *et al.*, 2012)

Material	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/(kg.K)]	ρC_p [kJ/(m ³ .K)]	k [W/(m.K)]
Areia e gravilha (Protótipo SANDIA)	2690	0,840	2260	2,4
Areia e gravilha (Central Solar One)	2645	1,020	2698	2,2
Betão	2240	0,837	1875	1,4
Areia seca	1400	0,795	1113	0,4

Materiais no estado líquido

Nos sistemas de armazenamento de calor sensível com temperaturas elevadas, existem dois tipos de fluidos que podem ser utilizados: os óleos e os sais fundidos (Li, *et al.*, 2011).

Inicialmente, os óleos eram o fluido utilizado, porém como estes apresentam degradação térmica e valores elevados de pressão de vapor a altas temperaturas, os sistemas de armazenamento eram restringidos a temperaturas máximas de 300-400 °C (Flueckiger, *et al.*, 2011). Para além dessa restrição, os tanques também precisavam de ser pressurizados, o que causava um acréscimo no custo do tanque e risco de incêndio (EPRI, 2010). Devido a essas propriedades dos óleos, atualmente, os sais fundidos são considerados a melhor opção para fluido de armazenamento. Essa substituição ocorreu devido às propriedades desse fluido, nomeadamente, nos valores mais baixos de pressão de vapor (em comparação com os óleos) e do facto de não serem tóxicos nem inflamáveis (Gil, *et al.*, 2010), o que permite que o sistema atinja temperaturas mais elevadas. Contudo, os sais fundidos têm a desvantagem de solidificarem a temperaturas relativamente altas (por norma, cerca de 250 °C) e, por isso, encontram-se a decorrer diversos trabalhos com a finalidade de reduzir a sua temperatura de fusão para cerca de 100 °C (Li, *et al.*, 2011). Na Tabela 2.6 estão indicados os fluidos mais frequentemente utilizados nos sistemas de armazenamento e as suas propriedades.

Tabela 2.6 Propriedades dos fluidos térmicos (Gil, *et al.*, 2010)

Material	Temperatura [°C]		ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/(kg.K)]	$\rho.C_p$ [kJ/(m ³ .K)]	k [W/(m.K)]
	Mínima	Máxima				
Óleo mineral	200	300	770	2,6	2002	0,12
Óleo sintético	250	350	900	2,3	2070	0,11
Nitrato de sal fundido	250	450	1825	1,5	2738	0,57
Nitrato de sal fundido	265	565	1870	1,6	2992	0,52

2.4 Modelação de tanque único com *thermocline*

Num sistema termodinâmico aberto, como o considerado no armazenamento de tanque único com *thermocline*, a equação de energia pode ser representada pela equação 2.4.

$$\delta q - \delta w = \partial h + \partial e_k + \partial e_p \quad (2.4)$$

Sendo,

- q : calor recebido/extraído no sistema [J/kg];
- w : trabalho realizado no sistema [J/kg];

- h: entalpia [J/kg];
- e_c : energia cinética [J/kg];
- e_p : energia potencial [J/kg];

Considerando que a posição do tanque não varia, o mesmo acontece com a variação de energia cinética e potencial ($\partial e_k = \partial e_p = 0$). Por esse motivo, na modelação desse sistema de armazenamento é considerado que existe apenas variação de entalpia, causada pelos fenómenos de condução térmica e convecção, conforme indicado na equação 2.5 (Bird, *et al*, 2006).

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} = -\rho \cdot v \left(\frac{\partial h}{\partial z} \right) + k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2.5)$$

Sendo,

- ρ : massa volúmica [kg/m³];
- h: entalpia [J/kg];
- v: velocidade do fluido [m/s];
- k: condutividade térmica [W/(m.K)];
- z: altura [m];
- t: tempo [s].

Para o modelo conseguir calcular o perfil espacial da temperatura, na equação 2.5, a entalpia é substituída por uma função em ordem à temperatura, que se encontra indicada na equação 2.6. A equação da transmissão de calor resultante é a apresentada em 2.7.

$$dh = \int_{T_1}^{T_2} Cp(T) dT \quad (2.6)$$

$$\rho \cdot Cp \frac{\partial T}{\partial t} = -(\rho \cdot Cp) v \frac{\partial T}{\partial z} + k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2.7)$$

Sendo,

- h: entalpia [J/kg];
- Cp: calor específico a pressão constante [J/(kg.K)];
- T: temperatura [K];
- ρ : massa volúmica [kg/m³];
- v: velocidade do fluido [m/s];
- k: condutividade térmica [W/(m.K)];
- z: altura [m];
- t: tempo [s].

A equação 2.7 é utilizada quando o sistema de armazenamento de um tanque com *thermocline* é constituído por um único material, nomeadamente, o fluido térmico. Porém, como mencionado na Secção 2.3.3, também pode existir um material no estado sólido, normalmente designado por material de enchimento. Nesse caso, existem dois materiais e, por esse motivo, deverão ser utilizadas duas

equações de transferência de calor, uma relativa ao fluido e outra referente ao material de enchimento. Os modelos unidimensionais desenvolvidos, representativos do sistema de armazenamento de um tanque com *thermocline* (Pacheco, *et al*, 2002; Lew, *et al*, 2009; Karaki, *et al*, 2010; Modi & Pérez-Segarra, 2014) utilizam, por norma, as equações de Schumann, que foram desenvolvidas em 1929 e estão indicadas nas equações 2.8 e 2.9 (Schumann, 1929). Essas equações apresentam as seguintes alterações relativamente à equação 2.7:

- O termo relativo à condução é anulado, devido ao pressuposto de que não existe condução térmica nos materiais (fluido térmico e material de enchimento);
- Inclusão de um termo relativo à transferência de calor entre o material de enchimento e o fluido;
- Substituição do caudal mássico pela velocidade do fluido, de acordo com a lei de Darcy (equação 2.10).

$$(\rho \cdot C_p)_f \varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} = - \frac{(\dot{m} \cdot C_p)_f}{A} \frac{\partial T_f}{\partial z} + h_v (T_s - T_f) \quad (2.8)$$

$$(\rho \cdot C_p)_s (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_s}{\partial t} = h_v (T_f - T_s) \quad (2.9)$$

$$\dot{m} = \varepsilon \cdot \rho_f \cdot A \cdot v \quad (2.10)$$

Sendo,

- ρ : massa volúmica [kg/m³];
- C_p : calor específico a pressão constante [J/(kg.K)];
- ε : porosidade;
- T : temperatura [K];
- t : tempo [s];
- \dot{m} : caudal mássico [kg/s];
- A : área transversal do leito [m²];
- h_v : coeficiente de transferência de calor volumétrico [W/(m³.K)];
- v : velocidade do fluido [m/s];

2.4.1 Modelos existentes

Existem diversos trabalhos na literatura (Pacheco, *et al*, 2002; Kolb, *et al*, 2006; Lew, *et al*, 2009; Bayón & Rojas, 2013; Flueckiger, *et al*, 2014) que apresentam modelos unidimensionais, representativos do sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline*. Esses modelos estudaram e proporcionaram informações sobre o efeito que alguns parâmetros têm no desempenho desse sistema (porosidade, diâmetro das partículas utilizadas como material de enchimento, dimensões do tanque, entre outros). Os principais contributos para o desenvolvimento desse sistema de armazenamento através de modelos unidimensionais, encontram-se indicados de seguida:

- Bayón & Rojas (2013) desenvolveram um modelo (CIEMAT1D1SF) que demonstrou a importância que certos parâmetros, nomeadamente, a altura do tanque, a potência térmica e o tempo de carga/descarga têm num sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline*.

O trabalho desenvolvido proporcionou informações que podem ser utilizadas na construção de um protótipo deste sistema de armazenamento.

- Flueckiger, *et al.* (2014) demonstraram, com um modelo desenvolvido pelos autores do estudo, que ao utilizar um sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline* numa central de CSP com torre solar, é possível aumentar o fator de capacidade da central de 27,3 % para 53,1 % e a eficiência global de 7,6 % para 14,7 %. A central em estudo, no bloco de potência, usa o ciclo de *Rankine* e o sistema de armazenamento tinha capacidade para armazenar energia térmica que permitia à central produzir energia elétrica durante 6 horas à potência nominal (100 MW_e).

Alguns modelos têm pressupostos como: propriedades dos materiais independentes da temperatura, os materiais, para a mesma cota, encontrarem-se à mesma temperatura e ausência de perdas térmicas para o meio ambiente. Neste caso, os modelos unidimensionais são considerados simplificados (Modi & Pérez-Segarra, 2014). Por este facto, investigadores desenvolveram modelos mais complexos de duas dimensões que contabilizam as variações da temperatura no eixo radial. Contudo, esses modelos, como o desenvolvido por Yang & Garimella (2010b) ou o de Xu, *et al.* (2012b), apresentam como desvantagem a demora na obtenção dos resultados, em comparação com os modelos unidimensionais. Os principais modelos de duas dimensões existentes encontram-se descritos de seguida:

- Yang & Garimella (2010a) desenvolveram um modelo de duas dimensões, com a finalidade de estudar o processo de descarga de um tanque com *thermocline* que utiliza como fluido térmico sais fundidos e possui material de enchimento. O grupo que construiu este modelo também fez uma análise termomecânica das paredes do tanque (Yang & Garimella, 2010b; Flueckiger, *et al.*, 2012).
- Xu, *et al.* (2012b) apresentaram um modelo numérico que foi utilizado para estudar o coeficiente de transferência de calor entre o material de enchimento e o fluido térmico, a condutividade térmica efetiva e o efeito da condutividade térmica nos materiais de enchimento. Adicionalmente, os mesmos autores também publicaram outros trabalhos, onde analisaram o efeito que a temperatura inicial do fluido, a velocidade de entrada do fluido, a temperatura inicial do tanque, a porosidade, a altura do tanque e as propriedades do material de enchimento têm no funcionamento deste sistema de armazenamento (Xu, *et al.*, 2012a, 2012b, 2013).

Como o gradiente da temperatura na direção radial é pequeno quando o sistema de armazenamento tem isolamento (EPRI, 2010; Xu, *et al.*, 2012a) e os modelos bidimensionais apresentam um custo computacional elevado, no trabalho apresentado, neste documento, foi utilizado um modelo unidimensional, que se encontra descrito no Capítulo 4.

3. Resultados experimentais

Para realizar a validação e análise do modelo unidimensional foi necessário recorrer a dados experimentais. Como tal, na Secção 3.1, encontra-se descrita a central termoelétrica de concentração solar da qual são provenientes os resultados experimentais e, na Secção 3.2, encontra-se a apresentação e discussão dos referidos dados.

3.1 Central Solar One

A central Solar One estava localizada no deserto Mojave, nos EUA, e foi construída através de uma colaboração do DoE (*Department of Energy* dos EUA) com o *Los Angeles Department of Water and Power* e a empresa *Southern California Edison*.

A tecnologia utilizada na central de CSP era a torre solar, com 10 MW_e de potência nominal, e tinha um sistema de armazenamento indireto de um tanque com *thermocline* (Faas, *et al*, 1986). A central entrou em funcionamento em 1982 e foi encerrada em 1988, devido a uma explosão no tanque do sistema de armazenamento que causou uma pequena fissura na estrutura do mesmo.



Figura 3.1 Central Solar One (State of California, California Energy Commission & California Public Utilities Commission, 2014).

O sistema de armazenamento da central era do tipo indireto devido à elevada pressão de vapor que o fluido térmico de transporte escolhido (água/vapor) tinha e que o impossibilitava de ser usado como fluido térmico de armazenamento (não se encontrava disponível uma opção economicamente viável que conseguisse armazenar água pressurizada). Por este motivo, foi decidido usar um sistema de armazenamento indireto cujo fluido térmico não tivesse valores tão elevados de pressão de vapor às temperaturas de funcionamento da central (Faas, *et al*, 1986). Como, na época de construção da central Solar One, os óleos sintéticos eram considerados uma escolha económica e com poucos riscos tecnológicos, foi selecionado um óleo sintético, o Caloria HT-43, como fluido térmico de armazenamento (Flueckiger, *et al*, 2011).

De forma a reduzir o custo do sistema de armazenamento, foi colocado material de enchimento de baixo custo, nomeadamente, gravilha e areia. O uso de gravilha e areia em substituição do fluido térmico, para além de reduzir o custo total do sistema de armazenamento, também permitiu aumentar a capacidade

térmica do sistema de armazenamento devido ao seu calor específico volumétrico ser superior ao do Caloria HT-43 (Faas, *et al*, 1986).

3.1.1 Sistema de armazenamento

O sistema de armazenamento da central Solar One era composto por um tanque cilíndrico de aço-carbono com 9,1 m de raio, construído em cima de uma camada de 0,6 m de betão e que tinha no seu interior gravilha, areia e óleo sintético. A distribuição do leito, no interior do tanque, foi feita por secções, e, por isso, existiam zonas só com gravilha, zonas só com areia e, por fim, zonas onde os dois materiais estavam misturados (Faas, *et al*, 1986). A estratificação, a partir da zona inferior do tanque, era constituída por uma camada de 0,3 m de areia, seguida por uma camada de 1,1 m de gravilha, uma camada de 10,5 m de gravilha e areia (85 % do total do leito) e, por fim, uma camada final de 0,5 m de gravilha. Na Figura 3.2, encontra-se representada a distribuição dos materiais ao longo do eixo axial do tanque.

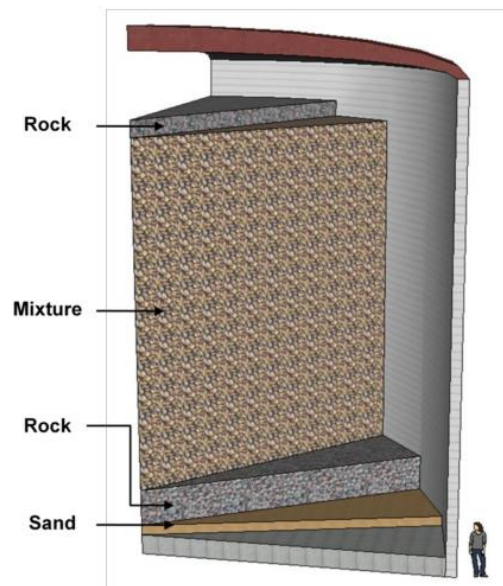


Figura 3.2 Ilustração do tanque da central Solar One (Flueckiger, *et al*, 2011)

O tanque era, dessa forma, maioritariamente preenchido com a mistura de gravilha e areia, sendo que nessa secção, apesar do tanque ter sido projetado para ter uma porosidade de 0,27, o valor alcançado, no final do processo de enchimento, foi de 0,22. Nas zonas onde só existia um material de enchimento (gravilha ou areia), a porosidade era de 0,4 (Faas, *et al*, 1986). Essa propriedade (porosidade) foi analisada e o seu estudo encontra-se descrito e apresentado na Secção 5.3.

O fluido térmico do sistema de armazenamento, devido às suas propriedades térmicas, como discutido na Secção 2.3.3, restringia o sistema de armazenamento a temperaturas máximas de 316 °C, para que não ocorresse a vaporização do fluido térmico (Flueckiger, *et al*, 2011). Por esse motivo, o sistema de armazenamento era, maioritariamente, usado para produzir vapor auxiliar.

Como a central Solar One foi a primeira a utilizar o sistema de armazenamento com *thermocline*, além de ser a primeira central de CSP a ser construída com grandes dimensões, durante o seu funcionamento foi submetida a diversos estudos e recolha de dados. Os dados obtidos foram utilizados, posteriormente, em diversos trabalhos de investigação (Pacheco, *et al*, 2002; Kolb, *et al*, 2006; Bayón & Rojas, 2013) relativos ao sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline*. Os resultados presentes nos relatórios (McDonnell Douglas Astronautics Company, 1986; Faas, *et al*, 1986) ainda são utilizados por

muitos investigadores para validação dos seus modelos (Pacheco, *et al*, 2002; Kolb, *et al*, 2006; Bayón & Rojas, 2013). Neste trabalho, foram utilizados alguns desses dados relativos à variação espacial do perfil de temperatura em dois casos: num ciclo de carga e num ciclo de descarga, que se encontram apresentados na Secção 3.2.

3.2 Resultados experimentais

Os resultados experimentais consistem em dois casos, nomeadamente, um ciclo de descarga e um de carga que estão publicados num dos relatórios mencionados anteriormente (McDonnell Douglas Astronautics Company, 1986). Porém, nesse documento, encontram-se apenas as representações gráficas dos perfis espaciais de temperatura para cada caso, não sendo apresentadas as tabelas de resultados que deram origem às referidas representações gráficas. Por esse motivo, para obter dados discretos foi utilizada a aplicação *Engauge Digitizer 5.1* (Sourceforge.net, 2014), que permitiu a obtenção dos valores de temperatura para várias cotas do tanque. As cotas consideradas, em número de 23, correspondem à posição dos termopares que são apresentados por Kolb & Hassani (2006), onde existe a representação gráfica do perfil espacial de temperatura para a descarga, com indicação aproximada da posição dos referidos sensores. Nas Figuras 3.3 e 3.4 encontram-se representados, respetivamente, os dados obtidos que são representativos da evolução espacial do perfil de temperatura em cinco instantes distintos (10:00, 11:00, 13:00, 15:00 e 17:00) para a carga e em três instantes distintos (00:00, 04:00 e 08:00) para a descarga. As Tabelas, com os dados experimentais que permitiram as referidas representações gráficas, encontram-se em Anexo (Secção 8.1).

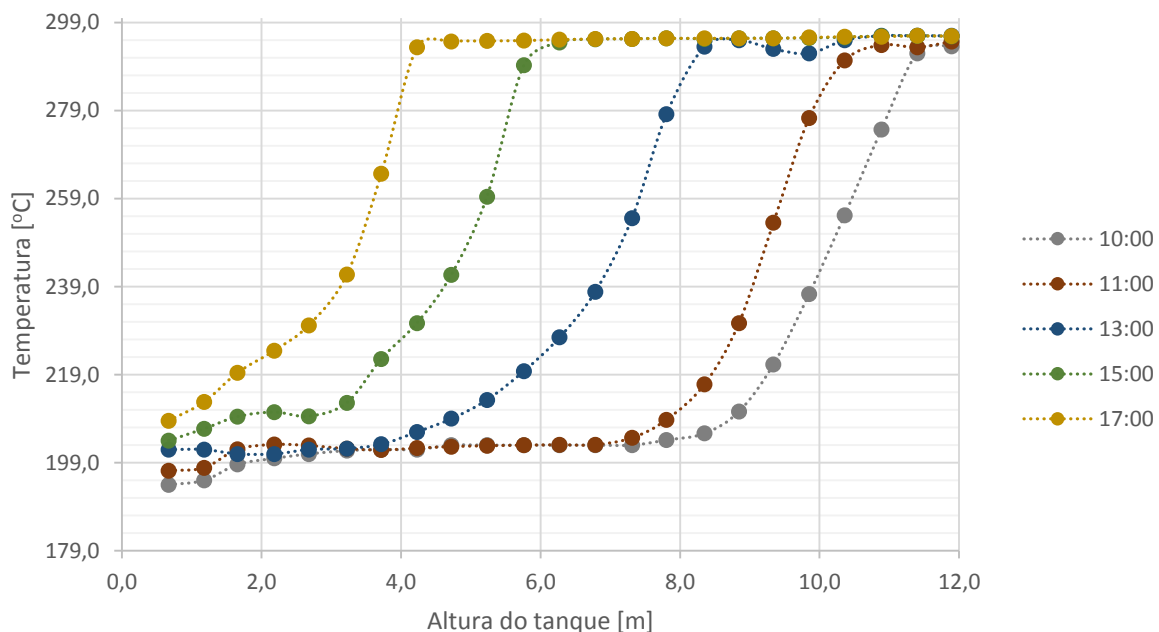


Figura 3.3 Perfil espacial da temperatura para um ciclo de carga na central Solar One

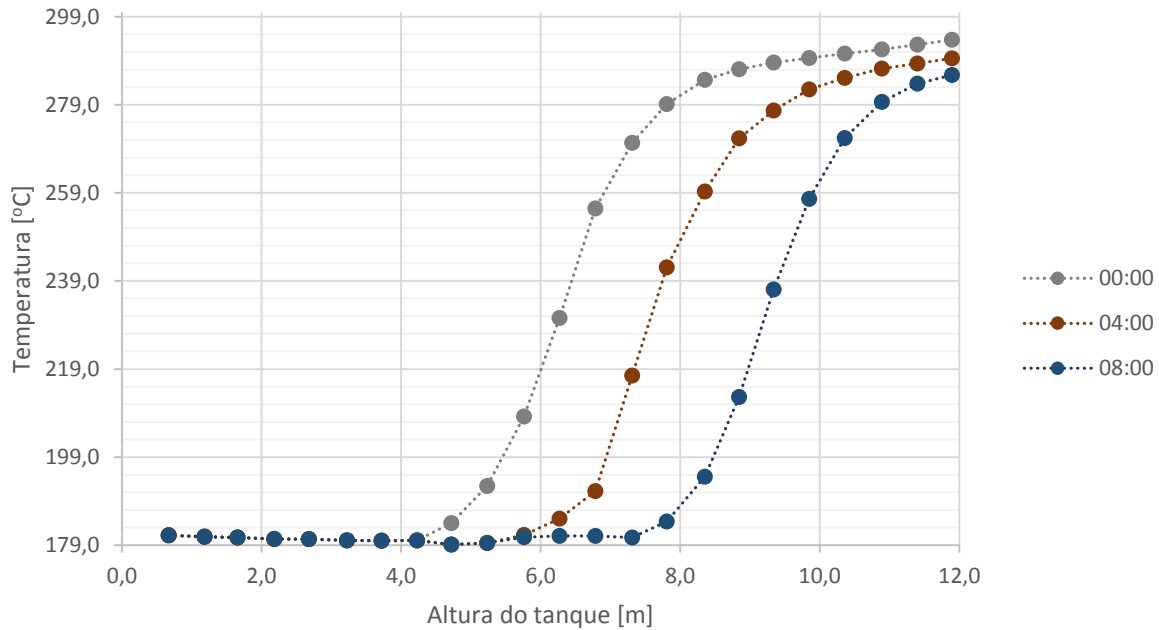


Figura 3.4 Perfil espacial da temperatura para um ciclo de descarga na central Solar One

Através dos resultados experimentais foi possível calcular a energia térmica armazenada e a potência de carga/descarga do sistema de armazenamento da central Solar One, uma vez que se tem informação em instantes distintos, com um intervalo de tempo conhecido. Para tal, como o sistema de armazenamento é de calor sensível, o cálculo da energia térmica é efetuado com recurso à massa, ao calor específico dos materiais e à diferença de temperatura, conforme indicado na equação 2.1. As propriedades térmicas dos materiais encontram-se indicados na Secção 3.2.1 e a análise dos resultados, incluindo o cálculo da energia térmica, potência de descarga e caudais mássicos, está apresentada na Secção 3.2.1.

3.2.1 Propriedades dos materiais

Os materiais do sistema de armazenamento consistem no fluido térmico, o Caloria HT-43, e no material de enchimento, a gravilha e areia. Como as propriedades dos materiais (densidade, calor específico a pressão constante e condutividade térmica) são dependentes da temperatura, o seu cálculo é efetuado através de uma equação que relaciona essas duas características (propriedade do material e temperatura). Como na literatura não se encontram expressões que relacionem a temperatura com a densidade ou com a condutividade térmica para o material de enchimento (gravilha e areia), as referidas grandezas foram consideradas independentes da temperatura. Na Tabela 3.1, encontram-se indicadas as propriedades do fluido térmico e na Tabela 3.2, as propriedades do material de enchimento.

Tabela 3.1 Propriedades do fluido térmico

Propriedade	Equação	Unidades	Referência
Densidade	$\rho_f = 894 - 0,375T$ (3.1)	ρ_f : [kg/m ³] T: [°C]	(Faas, <i>et al</i> , 1986)
Calor específico a pressão constante	$Cp_f = 1740 + 3,77T$ (3.2)	Cp_f : [J/(kg.°C)] T: [°C]	
Condutividade	$k_f = 0,125 - 1,4 \times 10^{-4}T$ (3.3)	k_f : [W/(m.°C)] T: [°C]	(Flueckiger, <i>et al</i> , 2011)

Tabela 3.2 Propriedades do material de enchimento

Propriedade	Equação	Unidades	Referência
Densidade	$\rho_s = 2643$ (3.4)	ρ_s : [kg/m ³]	(Faas, <i>et al</i> , 1986)
Calor específico a pressão constante	$Cp_s = 810 + 0,75T$ (3.5)	Cp_s : [J/(kg.°C)] T: [°C]	
Condutividade	$k_s = 2,2$ (3.6)	k_s : [W/(m.°C)]	(Bayón & Rojas, 2013)

3.2.2 Análise dos resultados experimentais

Para simplificar a equação referente ao cálculo da energia térmica armazenada, considerou-se que existia apenas um único material no sistema de armazenamento, denominado por meio de armazenamento efetivo. O cálculo das propriedades desse material (densidade, calor específico a pressão constante e condutividade) foi efetuado com recurso à porosidade, conforme indicado na equação 3.7.

$$\phi_{eff} = \varepsilon\phi_f + (1 - \varepsilon)\phi_s \quad (3.7)$$

Sendo,

- ϕ : propriedade do material (densidade, calor específico a pressão constante ou condutividade);
- ε : porosidade.

No cálculo das propriedades do meio de armazenamento efetivo foi considerado que o material de enchimento consistia na mistura de gravilha e areia e que este estava distribuído uniformemente ao longo do tanque, tendo a porosidade um valor constante de 0,22. As propriedades térmicas do fluido e do material de enchimento encontram-se apresentadas na Secção 3.2.1 (Tabela 3.1 e Tabela 3.2.), sendo que o seu cálculo foi realizado para a temperatura intermédia entre as duas cotas em análise (equação 3.8). A energia térmica armazenada foi calculada através da equação 3.9, tendo sido considerado como temperatura de referência a temperatura mínima do sistema de armazenamento (179,2 °C).

$$T_{int} = \frac{T_j + T_{j-1}}{2} \quad (3.8)$$

$$Q_{cs} = A \sum_{j=2}^{24} (\rho_{T_{int}} \cdot Cp_{T_{int}})_{eff} \cdot (z_j - z_{j-1}) (T_{int} - T_{ref}) \quad (3.9)$$

Sendo,

- Q: energia térmica armazenada [J];
- A: área transversal do leito [m²];
- ρ : massa volúmica [kg/m³];
- Cp: calor específico a pressão constante [J/(kg.°C)];
- z: altura do tanque [m];
- T: temperatura [°C].

O cálculo da potência de carga/descarga foi realizado através da variação de energia térmica armazenada por unidade de tempo, conforme apresentado na equação 3.10.

$$P = \frac{Q_i - Q_{i-1}}{\Delta t} \quad (3.10)$$

Sendo:

- P: potência de carga/descarga [W];
- Q_i: energia térmica armazenada em t_i [J];
- Δt: intervalo de tempo entre t_i e t_{i-1} [s].

Relativamente ao caudal mássico, o seu cálculo foi efetuado através do balanço energético entre dois perfis de temperatura consecutivos referentes à mesma operação (carga/descarga). No balanço energético, o tanque foi considerado adiabático e, por esse motivo, a diferença de energia térmica armazenada entre dois perfis de temperatura, num determinado período de tempo, é causada apenas pelo fluido térmico que é armazenado e extraído do tanque, durante a operação, conforme indicado na equação 3.11. Desta forma, os caudais mássicos foram calculados através da equação 3.12.

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = \frac{m [Cp_{f,T_{f,arm}}(T_{f,arm} - T_{ref}) - Cp_{f,T_{f,ext}}(T_{f,ext} - T_{ref})]}{\Delta t} \quad (3.11)$$

$$\dot{m} = \frac{P}{Cp_{f,T_{f,arm}}(T_{f,arm} - T_{ref}) - Cp_{f,T_{f,ext}}(T_{f,ext} - T_{ref})} \quad (3.12)$$

Sendo,

- Q: energia térmica armazenada [J];
- Δt: intervalo de tempo [s];
- ṁ: caudal mássico [kg/s];
- P: potência de carga/descarga [W];
- Cp: calor específico a pressão constante [J/(kg.°C)];
- T: temperatura [°C].

No cálculo dos caudais, a temperatura do fluido térmico que era armazenado (T_{f,arm}) e do que era extraído (T_{f,ext}), variava de acordo com a operação (carga/descarga). Como durante uma carga é inserido fluido quente e extraído fluido frio e, na descarga, acontece o oposto, foi considerado que no caso da carga, o fluido que estava a ser armazenado encontrava-se à temperatura máxima do sistema de armazenamento e o fluido que era extraído encontrava-se à temperatura mínima. Para a operação de descarga, foi considerado o oposto. Como a temperatura máxima dos perfis de temperatura referentes à carga e a temperatura mínima dos perfis relativos à descarga apresentavam valores aproximados (diferença máxima de 1,6 °C) aos encontrados na literatura (Bayón & Rojas, 2013), foi considerado que a temperatura do fluido que estava a ser inserido era constante e igual aos apresentados por Bayón & Rojas (2013). Os valores utilizados como temperatura máxima e mínima foram 295,2 °C e 179,2 °C, respetivamente. Como a temperatura de referência (T_{ref}) corresponde à temperatura do fluido frio (195,2 °C), a equação 3.12, para o caso da descarga, é simplificada, (T_{saída} = T_{ref}), sendo o cálculo dos caudais efetuado conforme indicado na equação 3.13.

$$\dot{m} = - \frac{P}{Cp_{f,T_{f,ext}}(T_{f,ext} - T_{ref})} \quad (3.13)$$

Sendo,

- \dot{m} : caudal mássico [kg/s];
- P: potência de carga/descarga [W];
- C_p : calor específico a pressão constante [J/(kg.°C)];
- T: temperatura [°C].

A temperatura do fluido que estava a ser extraído não foi considerada constante, devido às temperaturas mínimas e máximas dos perfis de temperatura, referentes à carga e à descarga, respetivamente, variarem significativamente entre os vários perfis. No caso da carga, a temperatura do fluido que estava a ser extraído correspondeu à média das temperaturas mínimas dos dois perfis de temperatura referentes ao cálculo do caudal (instante inicial e final). Por exemplo, no cálculo do caudal mássico para as 17 horas, a temperatura do fluido que estava a ser extraído resultou da média da temperatura mínima do perfil das 15 horas (204,0 °C) com a do perfil das 17 horas (208,5 °C), ou seja, 206,3 °C. Para a descarga, foi utilizada a mesma metodologia, porém, como em situação de descarga é extraído fluido quente, a temperatura do fluido que está a ser extraído correspondeu à média das temperaturas máximas dos perfis espaciais de temperatura referentes ao caudal mássico a ser calculado.

Nas Tabelas 3.3 e 3.4, encontram-se indicados os valores referentes à energia térmica armazenada no tanque, potência, temperatura do fluido que estava a ser extraído e caudal mássico para os ciclos de carga e de descarga, respetivamente. A potência, a temperatura do fluido que era extraído e o caudal mássico indicados são os correspondentes ao intervalo de tempo entre dois instantes consecutivos.

Tabela 3.3 Energia térmica armazenada, potência e caudal mássico relativos à carga.

Hora	Q [GJ]	P [MW]	$T_{f,ext}$ [°C]	\dot{m} [kg/s]
10:00	278,7			
11:00	343,4	18,0	195,6	61,9
13:00	495,2	21,1	199,1	74,9
15:00	647,2	21,1	202,5	77,4
17:00	748,5	14,1	206,3	53,6

Tabela 3.4 Energia térmica armazenada e potência de extração relativos à descarga.

Hora	Q [GJ]	P [MW]	$T_{f,ext}$ [°C]	\dot{m} [kg/s]
0:00	413,9			
4:00	301,8	-7,8	291,7	24,4
8:00	189,1	-7,8	287,7	25,5

4. Modelo unidimensional do sistema de armazenamento

Nesta Secção foi descrito e validado um modelo unidimensional representativo do sistema de armazenamento de um tanque único com *thermocline*, encontrando-se dividido o capítulo em 4 Secções. Na Secção 4.1, foi realizada uma descrição geral do modelo, na Secção 4.2, foi apresentada a metodologia utilizada na análise dos resultados numéricos e na Secção 4.3, foi analisada a solução algébrica das equações de transmissão de calor, tendo sido realizado o estudo da independência da malha computacional e do intervalo de integração. Por fim, na Secção 4.4 foi efetuada a validação do modelo.

4.1 Modelo

Para a modelação do tanque único com *thermocline*, foram considerados os seguintes pressupostos:

1. Inexistência de trocas de calor e massa nas fronteiras sólidas; desta forma, o gradiente de temperatura, na direcção radial, é considerado nulo $\left(\frac{dT}{dr} = 0\right)$;
2. O leito encontra-se uniformemente distribuído e, por isso, a porosidade é constante $\left(\frac{d\varepsilon}{dz} = \frac{d\varepsilon}{dr} = 0\right)$;
3. Não existe gradiente de temperatura dentro das partículas sólidas $\left(\frac{dT_s}{dz_{s,partícula}} = 0\right)$;
4. Não existe diferença térmica entre o leito e o fluido térmico na mesma cota e, por esse motivo, é considerado que os dois materiais encontram-se à mesma temperatura $(T_s = T_f)$;

Devido ao pressuposto 4 é considerado que o sistema de armazenamento é representado apenas por um único meio de armazenamento, denominado meio de armazenamento efetivo. Desta forma, tendo em consideração as equações de Schumann (equações 2.8 e 2.9) definidas para a transmissão de calor em regime transiente num leito, as propriedades dos materiais são as do meio de armazenamento efetivo, cujo cálculo é efetuado com recurso à porosidade, conforme descrito na Secção 3.2.1 (equação 3.7). Para além dessa alteração, o termo relativo à transferência de calor entre os dois materiais é anulado, uma vez que não existe diferença de temperatura entre o fluido e o material de enchimento. A equação que representa o balanço energético do sistema de armazenamento encontra-se apresentada na equação 4.1.

$$(\rho \cdot Cp)_{eff} \frac{\partial T}{\partial t} + Cp_f \frac{\dot{m}}{A} \cdot \frac{\partial T}{\partial z} = k_{eff} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (4.1)$$

Sendo,

- ρ : massa volúmica [kg/m³];
- Cp : calor específico a pressão constante [J/(kg.°C)];
- T : temperatura [°C];
- z : altura [m];
- \dot{m} : caudal mássico [kg/s];
- A : área transversal do leito [m²];
- k : condutividade térmica [W/(m.°C)];
- t : tempo [s];

As propriedades térmicas dos materiais (densidade, calor específico a pressão constante e condutividade) foram calculadas com recurso à temperatura, encontrando-se as suas expressões algébricas apresentadas nas Tabelas 3.1 e 3.2. As principais características do sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline*, utilizadas no modelo, estão indicadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 Características do sistema de armazenamento

Diâmetro [m]	Altura [m]	T _{máx} [°C]	T _{min} [°C]	Porosidade [-]
18,2	12	295,2	179,2	0,22

4.2 Metodologia de análise dos resultados numéricos

Tanto para a validação do modelo unidimensional como no estudo referente à análise de alguns parâmetros do modelo unidimensional, foi necessário comparar os resultados numéricos obtidos pelo modelo com dados de referência que podem ser numéricos (no caso em que se estudou as variações de determinados parâmetros) ou experimentais (no caso em que se validou o modelo). Por esse motivo, foram definidos dois tipos de análise complementares, nomeadamente, uma análise qualitativa e outra quantitativa, que se encontram descritas nas próximas Secções.

4.2.1 Análise qualitativa

O Coeficiente de Correlação de Pearson foi desenvolvido por Karl Pearson, nos anos 80, e é uma medida do grau de relação linear entre duas variáveis quantitativas (Sharma, 2005). O coeficiente é, por norma, representado pela letra r e o seu cálculo é efetuado através da equação 4.2:

$$r = \frac{\sum(x - \bar{x})(y - \bar{y})}{\sqrt{\sum(x - \bar{x})^2 \sum(y - \bar{y})^2}} \quad (4.2)$$

Sendo que \bar{x} e \bar{y} representam as médias das variáveis x e y , respetivamente.

O coeficiente de correlação de Pearson apresenta um valor adimensional, com uma escala de -1 a 1. O valor 0 significa que não existe uma relação linear entre as duas variáveis, o valor 1 indica uma relação linear perfeita e o valor -1 indica uma relação linear perfeita mas inversa, ou seja, quando uma das variáveis aumenta a outra diminui. Quanto mais próximo o coeficiente estiver de 1 ou de -1, mais forte é a associação linear entre as duas variáveis.

No âmbito deste trabalho, o Coeficiente de Correlação de Pearson foi utilizado para verificar a linearidade entre o perfil da temperatura calculado através do modelo e o perfil correspondente aos dados de referência.

4.2.2 Análise quantitativa

Como o Coeficiente de Correlação de Pearson não indica se os valores são coincidentes, só analisa se apresentam o mesmo comportamento ao longo do eixo das abcissas, existe a possibilidade de os resultados serem lineares e não coincidentes, conforme representado na Figura 4.1. Por esse motivo, é efetuada uma análise quantitativa dos resultados, nomeadamente, através do cálculo da energia térmica armazenada no tanque.

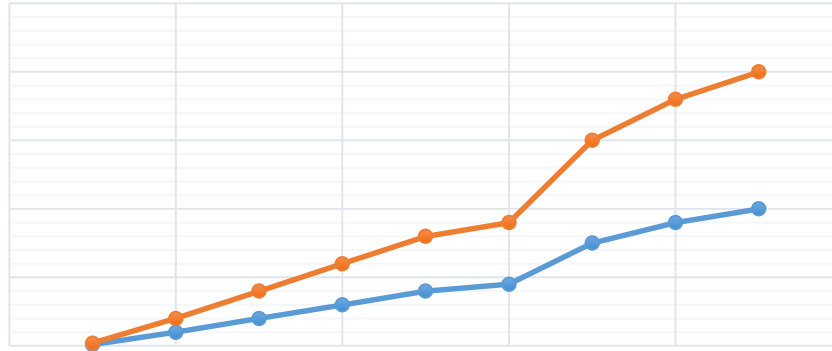


Figura 4.1 Exemplo de um caso onde o coeficiente de Pearson é 1, para dois grupos de resultados diferentes.

A energia térmica foi calculada através da equação 3.9 e a comparação entre o resultado numérico obtido através desse cálculo e o valor de referência (experimental ou numérico) foi efetuado através da equação 4.3.

$$\%Q = \left(\frac{Q_i - Q_{ref}}{Q_{ref}} \right) \times 100\% \quad (4.3)$$

Sendo,

- Q : Variação entre os dois valores de energia térmica armazenada [%];
- Q_i : energia térmica armazenada, correspondente aos resultados que estão a ser analisados [unidades concordantes];
- Q_{ref} : energia térmica armazenada, correspondente aos dados de referência [unidades concordantes].

4.3 Solução algébrica da equação de transmissão de calor

A solução algébrica das equações diferenciais parciais consideradas para a transmissão de calor, no tempo e no espaço, foi efetuada através do método das diferenças finitas. Este método consiste na aproximação do problema diferencial a um problema algébrico, através de um desenvolvimento em série de Taylor, cuja precisão aumenta com o incremento de termos na série e com a diminuição do intervalo de integração da malha computacional (aumento do número de volumes de controlo¹¹). Como o problema em análise é transiente, a sua precisão também aumenta com a diminuição do intervalo de integração de tempo (Botte, *et al.*, 2000). Apesar de existir um aumento da precisão da solução numérica com a redução dos dois intervalos, a partir de um determinado valor para essas duas variáveis, existe convergência da solução numérica (os resultados numéricos tornam-se independentes desses intervalos). Por esse motivo, foi efetuado um estudo para cada intervalo, de forma a obter os valores correspondentes aos intervalos de integração a partir dos quais existe convergência da solução numérica. As análises à independência da malha computacional e ao intervalo de integração de tempo encontram-se descritas na Secção 4.3.1 e na 4.3.2, respetivamente. Na realização destas análises, foi concluído que a formalização algébrica inicial do problema não apresentava convergência de resultados para um dos parâmetros, nomeadamente, a independência da malha computacional. A formalização inicial consistia num

¹¹ A relação entre os volumes de controlo e o intervalo de integração da malha é a seguinte: $\Delta z = \frac{h}{n-1}$, sendo Δz o intervalo de integração da malha, h a altura do tanque, que no caso em análise é 12 m, e n , o número de volumes de controlo.

desenvolvimento em série de Taylor, a montante, com recurso a dois pontos. As equações relativas à formalização do problema encontram-se indicadas de 4.4 a 4.10:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T_{z_i,t_i} - T_{z_i,t_{i-1}}}{\Delta t} \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{T_{z_i,t_i} - T_{z_{i-1},t_i}}{\Delta z} \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{T_{z_i,t_i} - T_{z_{i-1},t_i}}{\Delta z^2} \quad (4.6)$$

$$T_{z_i,t_i} = \frac{A \cdot T_{z_i,t_{i-1}} + (B - C) \cdot T_{z_{i-1},t_i}}{A + B - C} \quad (4.7)$$

Onde:

$$A = \frac{(\rho \cdot Cp)_{eff}}{\Delta t} \quad (4.8)$$

$$B = \frac{\dot{m}}{A} \cdot \frac{Cp_f}{\Delta z} \quad (4.9)$$

$$C = \frac{k_{eff}}{\Delta z^2} \quad (4.10)$$

Sendo,

- T: temperatura, [°C];
- ρ : massa específica [kg/m³];
- Cp: calor específico a pressão constante, [J/(kg.°C)];
- \dot{m} : caudal mássico [kg/s];
- A: área transversal do leito [m²];
- k: condutividade térmica [W/(m.°C)];
- z: altura [m];
- t: tempo [s];

Como não existia convergência do intervalo da malha computacional para essa formalização, a derivada de segunda ordem foi modificada para uma equação algébrica com três pontos, tendo sido analisadas duas opções distintas. As equações relativas à formalização algébrica da derivada de segunda ordem e, consequentemente, ao cálculo da temperatura para cada volume de controlo, encontram-se indicadas na Tabela 4.2, para os dois casos analisados.

Tabela 4.2 Formalização algébrica para as duas opções analisadas

	Opção 1	Opção 2
Derivada de segunda ordem	$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{T_{z_{i+1},t_{i-1}} - 2 \cdot T_{z_i,t_i} + T_{z_{i-1},t_i}}{\Delta z^2} \quad (4.11)$	$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{T_{z_{i+1},t_{i-1}} - (T_{z_i,t_i} + T_{z_{i-1},t_i}) + T_{z_{i-1},t_i}}{\Delta z^2} \quad (4.12)$
Solução algébrica para a temperatura	$T_{z_i,t_i} = \frac{AT_{z_i,t_{i-1}} + (B + C)T_{z_{i-1},t_i} + CT_{z_{i+1},t_{i-1}}}{A + B + 2C} \quad (4.13)$	$T_{z_i,t_i} = \frac{(A - C)T_{z_i,t_{i-1}} + (B + C)T_{z_{i-1},t_i} + CT_{z_{i+1},t_{i-1}}}{A + B + C} \quad (4.14)$

Para o cálculo da temperatura relativo ao último volume de controlo, como não existiam temperaturas a jusante ($T_{z_{i+1},t_{i-1}}$), não foi possível utilizar as equações 4.13 e 4.14. Por esse motivo, foi aplicada uma simplificação no último volume de controlo. A simplificação consistia na igualdade da temperatura a jusante à temperatura do volume de controlo em análise, no instante do cálculo, para a opção 1, e no instante anterior, para a opção 2, conforme indicado nas equações 4.15 e 4.16. A formalização algébrica da derivada de segunda ordem, para o último volume de controlo, encontra-se indicada na equação 4.17, sendo a temperatura calculada através da equação 4.18.

Tabela 4.3 Simplificação aplicada ao último volume de controlo

	Opção 1	Opção 2
Simplificação	$T_{z_{i+1},t_{i-1}} = T_{z_i,t_i}$ (4.15)	$T_{z_{i+1},t_{i-1}} = T_{z_i,t_{i-1}}$ (4.16)
Derivada de segunda ordem	$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{T_{z_{i-1},t_i} - T_{z_i,t_i}}{\Delta z^2}$ (4.17)	
Solução algébrica para a temperatura	$T_{z_i,t_i} = \frac{A \cdot T_{z_i,t_{i-1}} + (B + C) \cdot T_{z_{i-1},t_i}}{A + B + C}$ (4.18)	

De forma a analisar como o aumento do número de volumes de controlo influenciava a solução numérica para as três formalizações enunciadas, foi simulada uma descarga com as seguintes características:

- Solução inicial proveniente dos resultados experimentais (Figura 3.4);
- Duração de 4 horas;
- Intervalo de tempo de integração de 1 segundo.

Na Figura 4.2 (a a f), encontram-se representados os perfis de temperatura obtidos quando a discretização no espaço tinha 100, 500, 1000, 3000, 5000 e 7000 volumes de controlo, respetivamente. Como os perfis de temperatura referentes à formalização com 2 pontos (caso inicial) apresentavam resultados irrealistas quando eram utilizados mais de 1000 volumes de controlo (a temperatura calculada apresentava valores inferiores ou superiores às temperaturas mínima e máxima no interior do tanque, respetivamente 179,2 e 295,2 °C), não foram apresentados na Figura 4.2 (d a f).

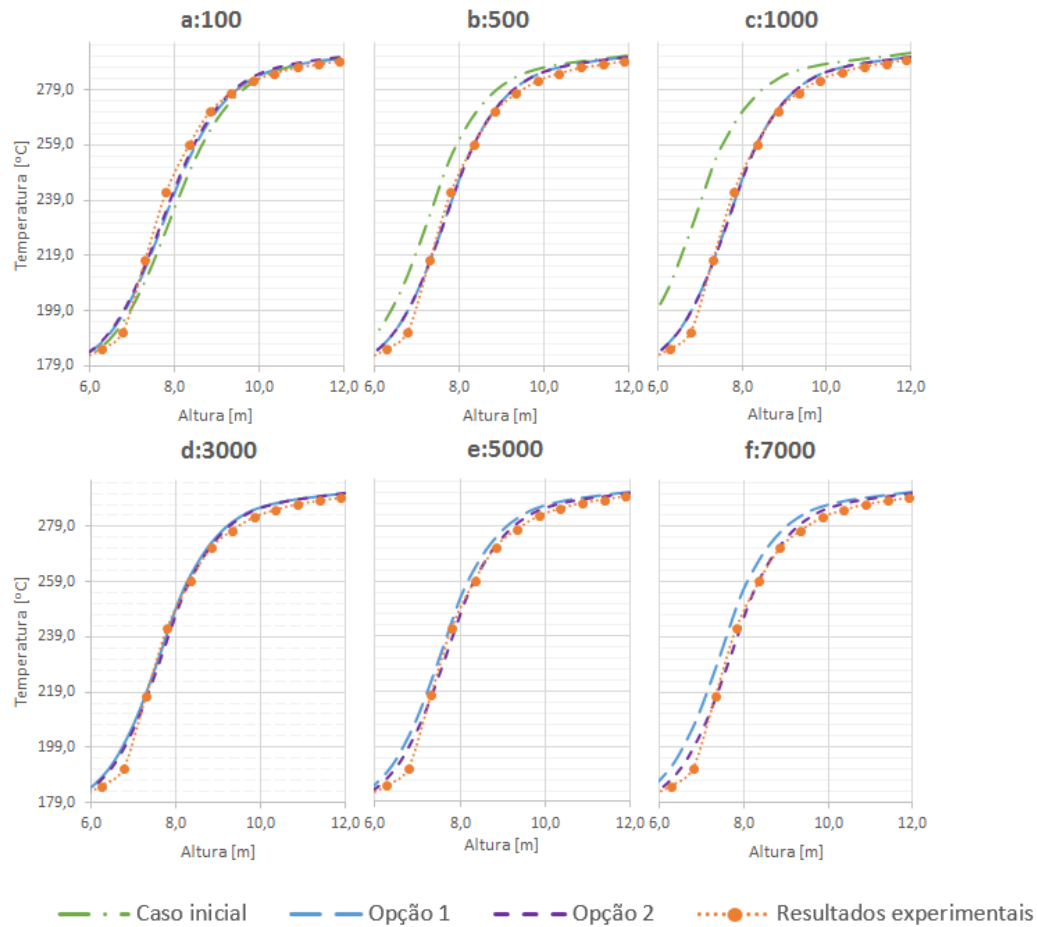


Figura 4.2 Perfis espaciais de temperatura para diferentes volumes de controlo

Como se pode observar na Figura 4.2 (a a f), a única opção que apresentou independência da solução numérica relativamente ao intervalo de integração da malha computacional, foi a opção 2. Por este motivo, a formalização algébrica escolhida foi a referente a essa opção, encontrando-se descrito na Secção 4.3.1, o estudo referente à independência da malha computacional e, na Secção 4.3.2, o relativo ao intervalo de integração de tempo. O algoritmo do modelo, encontra-se apresentado na Figura 4.3, sendo que se encontra a amarelo os dados que são colocados pelo utilizador, no início do processo, e a azul, o processo de cálculo do perfil espacial de temperatura do modelo.

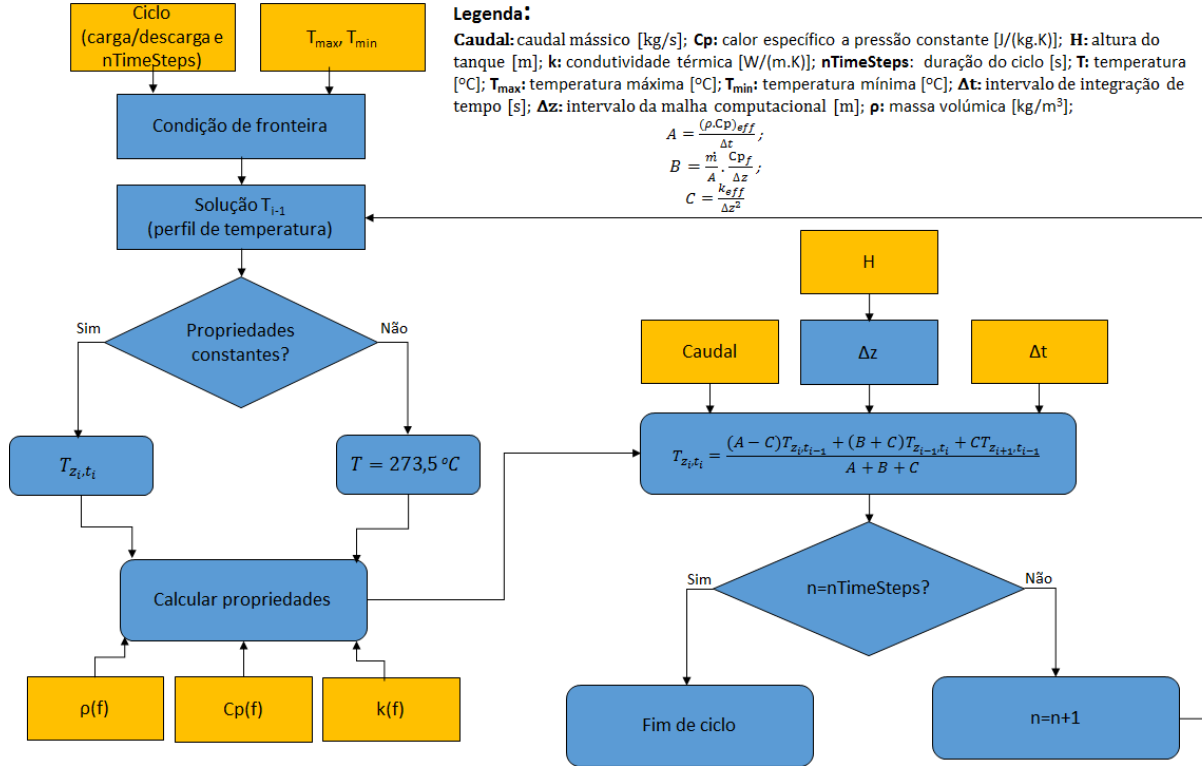


Figura 4.3 Algoritmo do modelo unidimensional

4.3.1 Independência da malha computacional

Conforme indicado na Secção anterior, a partir de um determinado valor para o intervalo da malha computacional, existe independência da solução numérica. Por esse motivo, para que o modelo tenha o menor custo computacional possível, sem afetar a solução numérica, foi realizado um estudo com o objetivo de determinar qual seria o menor número de volumes de controlo a partir do qual existe convergência de resultados. No estudo foram analisados vários resultados numéricos provenientes do modelo unidimensional, referentes a uma descarga de 4 horas, com as seguintes características:

- Solução inicial proveniente dos dados experimentais (Figura 3.4);
- Intervalo de tempo de integração de 1 segundo;
- Incrementos de 100 volumes de controlo equidistantes com o mínimo de 100 e o máximo de 1000.

De forma a determinar o número de volumes de controlo a partir do qual existe convergência da solução numérica, os resultados foram analisados qualitativa e quantitativamente. Para tal, foi utilizada a metodologia descrita na Secção 4.2. Na análise qualitativa (coeficiente de Pearson), como é necessário que as temperaturas dos resultados numéricos e os de referência se encontrem à mesma cota, foram realizadas interpolações lineares. Essas interpolações consistiram no cálculo da temperatura para as 23 cotas dos dados experimentais, conforme indicado na equação 4.19. Na análise quantitativa, o cálculo da energia térmica foi efetuado para o perfil espacial da temperatura obtido através da interpolação e as propriedades dos materiais foram consideradas constantes e determinadas para a temperatura intermédia (237,2 °C).

$$T_{z_i} = T_{z_{i-1}} + (T_{z_{i+1}, t_i} - T_{z_{i-1}, t_i}) \cdot \frac{z_i - z_{i-1}}{z_{i+1} - z_{i-1}} \quad (4.19)$$

Sendo,

- T : temperatura [°C];
- z_i : cota da temperatura dos dados de referência [m];
- z_{i-1} : cota da temperatura precedente à dos resultados em análise [m];
- z_{i+1} : cota da temperatura procedente à dos resultados em análise [m].

Os resultados obtidos nas análises qualitativas e quantitativas encontram-se indicados na Tabela 4.4, sendo Δz o intervalo da malha computacional e n o número de volumes de controlo. Nas análises foram comparados os resultados numéricos provenientes do modelo com um determinado número de volumes de controlo (n) com os referentes a mais 100 volumes ($n+100$). Por exemplo, os valores obtidos nas análises e indicados na Tabela 4.4 para 900 volumes de controlo, são relativos à comparação dos resultados numéricos obtidos pelo modelo com 900 e 1000 volumes.

Tabela 4.4 Análise qualitativa e quantitativa referente à independência do intervalo de integração da malha computacional

n [-]	Δz [m]	Pearson [%]	Q [%]
100	0,121	99,995%	-0,004%
200	0,060	99,999%	-0,001%
300	0,040	100,000%	-0,001%
400	0,030	100,000%	0,000%
500	0,024	100,000%	0,000%
600	0,020	100,000%	0,000%
700	0,017	100,000%	0,000%
800	0,015	100,000%	0,000%
900	0,013	100,000%	0,000%

Como os resultados numéricos só apresentaram diferenças entre si para os casos inferiores a 400 volumes de controlo, foi considerado que existe independência dos resultados a partir desse número de volumes de controlo. Por esse motivo, para que haja o menor custo computacional possível, sem influenciar os resultados numéricos, nas simulações foram utilizados 400 volumes de controlo.

4.3.2 Intervalo de integração de tempo

De forma a determinar o intervalo de integração de tempo a partir do qual existe convergência da solução numérica foi, de forma similar à Secção anterior, realizado um estudo. O estudo consistiu na análise de cinco resultados numéricos, provenientes da simulação da operação de descarga de 4 horas mencionada na Secção anterior. Os intervalos de integração de tempo analisados foram de 0,5, 1, 10, 20 e 30 segundos e foram utilizados 400 volumes de controlo.

Nas análises realizadas (qualitativa e quantitativa), foram comparados os resultados correspondentes a um determinado intervalo de integração de tempo (Δt_i) com os resultados relativos ao intervalo inferior (Δt_{i-1}). Como tal, os resultados de 0,5 segundos foram comparados com os referentes a 1 segundo e assim sucessivamente. Os resultados da análise qualitativa e da quantitativa para os diversos casos analisados encontram-se indicados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 Análise qualitativa e quantitativa referente à independência do intervalo de integração da malha computacional

Δt [s]	Pearson [%]	Q [%]
30	100,000	-0,005
20	100,000	0,005
10	100,000	0,003
1	100,000	0,000

Como para o intervalo de integração de tempo de 1 segundo, as duas análises não apresentaram diferenças entre os dois conjuntos de resultados analisados, foi concluído que para intervalos de integração iguais ou inferiores a 1 segundo, existe independência dos resultados.

4.4 Validação do modelo

Para realizar a validação do modelo, foi simulada uma carga e uma descarga, com as condições dos resultados experimentais (perfil espacial inicial da temperatura, caudal mássico e intervalo de tempo), apresentados na Secção 3.2. De seguida, foi realizada uma comparação dos resultados numéricos com os experimentais, qualitativa e quantitativamente, de acordo com a metodologia descrita na Secção 4.2. Nas simulações, a formalização algébrica da equação de transmissão de calor utilizada foi a de 3 pontos, o intervalo de integração de tempo foi 1 segundo e foram utilizados 400 volumes de controlo. Os caudais mássicos para as duas operações (carga/descarga) encontram-se indicados nas Tabela 3.3 e Tabela 3.4.

Nas Figura 4.4 e Figura 4.5, encontram-se representados os perfis espaciais da temperatura para a carga e a descarga, respetivamente, estando apresentado com pontos os resultados experimentais e com linhas os numéricos.

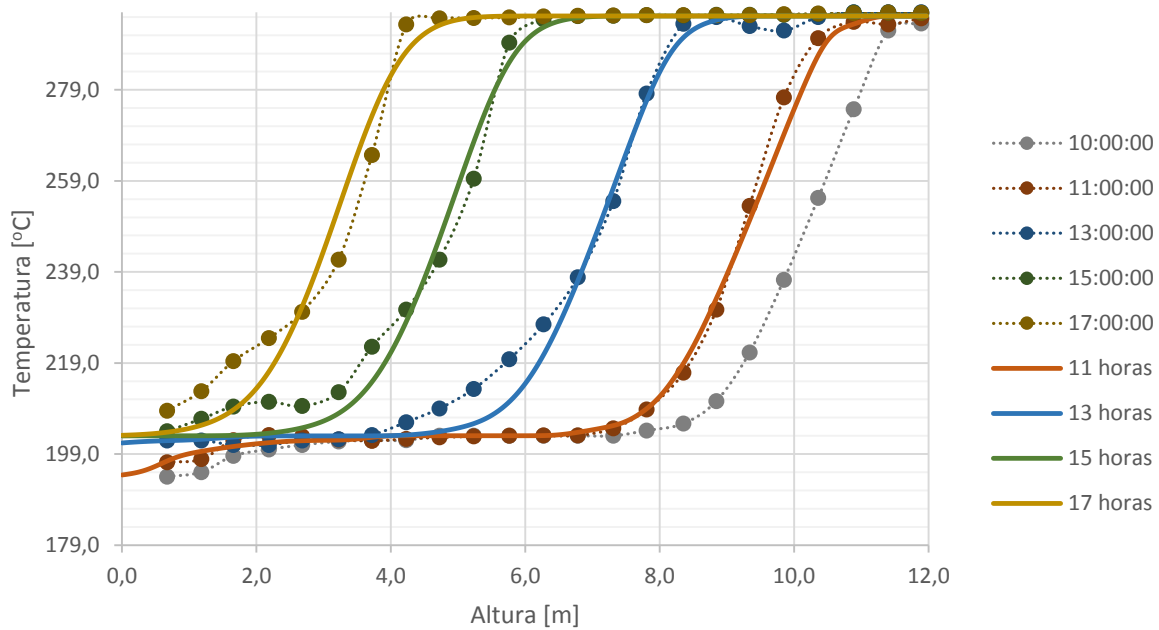


Figura 4.4 Perfil espacial de temperatura dos resultados numéricos/experimentais na operação de carga

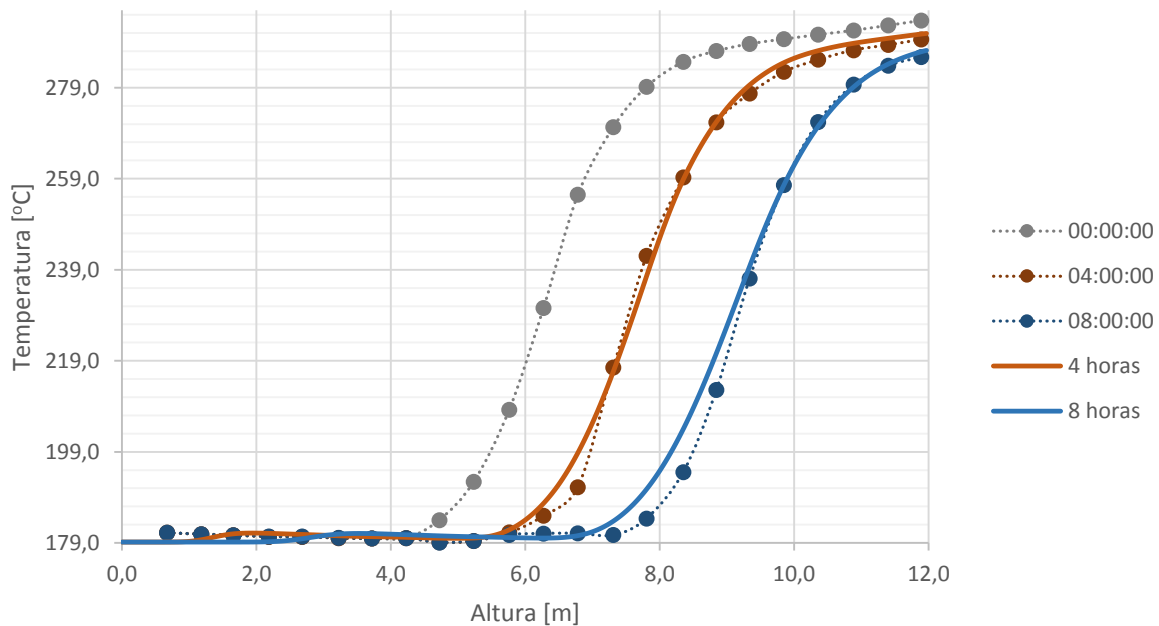


Figura 4.5 Perfil espacial de temperatura dos resultados numéricos/experimentais na operação de descarga

Como exposto na Secção 4.3.1, para realizar a análise qualitativa e quantitativa, foi necessário comparar as temperaturas dos resultados experimentais com as dos resultados numéricos para a mesma cota. Por esse motivo, como as cotas dos dados numéricos podem não ser coincidentes com as dos experimentais, foi realizada uma interpolação linear nos resultados numéricos. Desta forma, foi possível obter as temperaturas para as 23 cotas dos dados experimentais. As interpolações foram realizadas conforme se encontra indicado na equação 4.19, com os dados de referência a serem correspondentes aos dos resultados experimentais. Nas Tabelas 4.6 e 4.7 encontram-se indicados os valores obtidos nas duas

análises realizadas, sendo que a coluna denominada como Q representa a energia térmica armazenada no sistema de armazenamento e a %Q é o valor da análise quantitativa.

Tabela 4.6 Análise qualitativa e quantitativa para a carga

	Q [GJ]		Pearson [%]	%Q [%]
	Experimental	Numérico		
10:00	278,7	[-]	[-]	[-]
11:00	343,4	340,4	99,83 %	-0,87 %
13:00	495,2	486,5	99,71 %	-1,74 %
15:00	647,2	635,2	99,71 %	-1,85 %
17:00	748,5	740,9	99,17 %	-1,03 %

Tabela 4.7 Análise qualitativa e quantitativa para a descarga

	Q [GJ]		Pearson [%]	%Q [%]
	Experimental	Numérico		
0:00	413,9	[-]	[-]	[-]
4:00	301,8	306,8	99,90 %	1,66 %
8:00	189,1	197,0	99,71 %	4,20 %

Através da análise dos resultados obtidos, concluiu-se o seguinte:

- O pior caso na análise qualitativa, onde se verificou a maior diferença entre os resultados numéricos e os experimentais, ocorreu na carga, no perfil das 17 horas, onde se obteve um valor de 99,17 %.
- O pior caso, na análise quantitativa, ocorreu para a descarga no perfil das 8 horas, para o qual a energia térmica armazenada apresentou uma diferença de 4,20 %.

A diferença existente entre os resultados experimentais e os numéricos pode ser originada pela incerteza que os dados experimentais apresentam e que não é conhecida. Essa incerteza advém tanto da incerteza experimental, originada nas medições da temperatura, como da existente no processo de discretização, que se encontra descrito na Secção 3.2. Para além disso, existem alguns casos, nos resultados experimentais, onde a temperatura num ponto é menor do que a temperatura da cota inferior, como no perfil de temperatura correspondente às 13 horas, na carga, para as temperaturas cujas cotas estão entre os 8 e os 10 metros. Nessas situações, os resultados numéricos vão ser sempre diferentes dos experimentais, uma vez que esse comportamento não é esperado e pode ter sido originado pela incerteza experimental. Adicionalmente, também é de realçar que os pressupostos apresentados no início da Secção 4.1 não se verificam na realidade, nomeadamente, a medição de temperatura poder estar a ser realizada com maior contacto com o material de enchimento (e menor ao fluido) ou vice-versa, sendo que a temperatura do sólido e do fluido deverão ser sempre um pouco diferentes.

Desta forma, como a diferença entre os resultados numéricos e os experimentais é inferior ou igual a 0,83 %, qualitativamente, e 4,20 %, quantitativamente, tanto em situação de carga como de descarga, foi considerado que o modelo prevê com precisão o comportamento de um tanque único de armazenamento térmico com *thermocline* e, por esse motivo, pode ser utilizado para simular o comportamento desse tanque.

5. Estudo paramétrico

No estudo paramétrico foram analisados três parâmetros distintos, nomeadamente, duas alterações que podem ser aplicadas no modelo e um parâmetro estrutural. As modificações analisadas foram referentes às propriedades dos materiais (densidade, calor específico a pressão constante e condutividade) e à condução térmica nos materiais, considerando no primeiro caso que as propriedades seriam independentes da temperatura e, no segundo, que o termo relativo à condução era anulado. O parâmetro estrutural analisado foi a porosidade.

Para realizar a análise dos parâmetros foi modificado o parâmetro em estudo no modelo e foi simulada uma carga e uma descarga com as condições dos dados experimentais (perfil espacial inicial de temperatura, caudal mássico e intervalo de tempo referentes aos resultados experimentais). Nos casos onde foram analisadas as alterações do modelo, os resultados numéricos foram comparados com os experimentais, apresentados na Secção 3.2 e foram avaliados qualitativa e quantitativamente, através da metodologia apresentada na Secção 4.2. Os resultados obtidos nessa análise foram, posteriormente, comparados com os obtidos na validação do modelo (Secção 4.4), com a finalidade de determinar como a modificação em análise influenciava a precisão com que o modelo prevê o comportamento do tanque único com *thermocline*. O modelo apresentado no Capítulo 4, denominado ao longo do presente capítulo como modelo base, apresentava as seguintes características:

- Formalização do problema em série de Taylor com 3 pontos;
- 400 volumes de controlo (intervalo de integração da malha computacional de 0,03 metros);
- Intervalo de integração de tempo de 1 segundo.

Para a realização dos estudos referentes às alterações ao modelo foi necessário realizar interpolações lineares nos resultados numéricos, de forma similar ao efetuado na Secção 4.4, com o objetivo de se obterem as 23 temperaturas correspondentes às cotas dos resultados experimentais. As interpolações utilizadas encontram-se apresentadas na Secção 4.3.1 e indicadas na equação 4.19.

Por fim, no estudo correspondente ao parâmetro estrutural, foi realizada uma análise qualitativa dos resultados numéricos, com a finalidade de determinar a influência da porosidade no sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline*.

Desta forma, na Secção 5.1, encontra-se descrito o estudo relativo às propriedades dos materiais, na Secção 5.2, o referente à condução e, na Secção 5.3, o relativo à porosidade do leito.

5.1 Propriedades dos materiais

Um dos pressupostos que os modelos unidimensionais representativos do sistema de armazenamento em estudo existentes (Van Lew, *et al*, 2011; Bayón & Rojas, 2013; Tesfay & Venkatesan, 2013) apresentam, geralmente, consiste em considerar as propriedades dos materiais (densidade, calor específico a pressão constante e condutividade) independentes da temperatura, em contraste com o modelo apresentado no presente documento, que considera as propriedades dependentes da temperatura (Secção 3.2.1). Por esse motivo, foi estudado como a aplicação desse pressuposto influencia a solução numérica. Para tal, o modelo foi modificado e os resultados numéricos provenientes desse modelo foram comparados com os experimentais. A alteração realizada consistiu em colocar as propriedades com valores constantes, referentes ao das propriedades determinadas para a temperatura intermédia do sistema, 237,2 °C. Os valores discutidos encontram-se indicados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 Propriedades dos materiais para a temperatura intermédia ($T=237,2\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Material	ρ [kg/m ³]	C_p [J/(kg.K)]	$\rho.C_p$ [kJ/(m ³ .K)]	k [W/(m.K)]
Caloria HT-43	805,05	2634,24	2120,69	0,09
Gravilha e areia	2643,00	987,90	2611,02	2,20

Os perfis espaciais de temperatura obtidos para as duas operações (carga e descarga), provenientes do modelo com a alteração, denominado ao longo desta Secção como Modelo Alt1, e do modelo base, encontram-se representados na Figura 5.1 e na Figura 5.2.

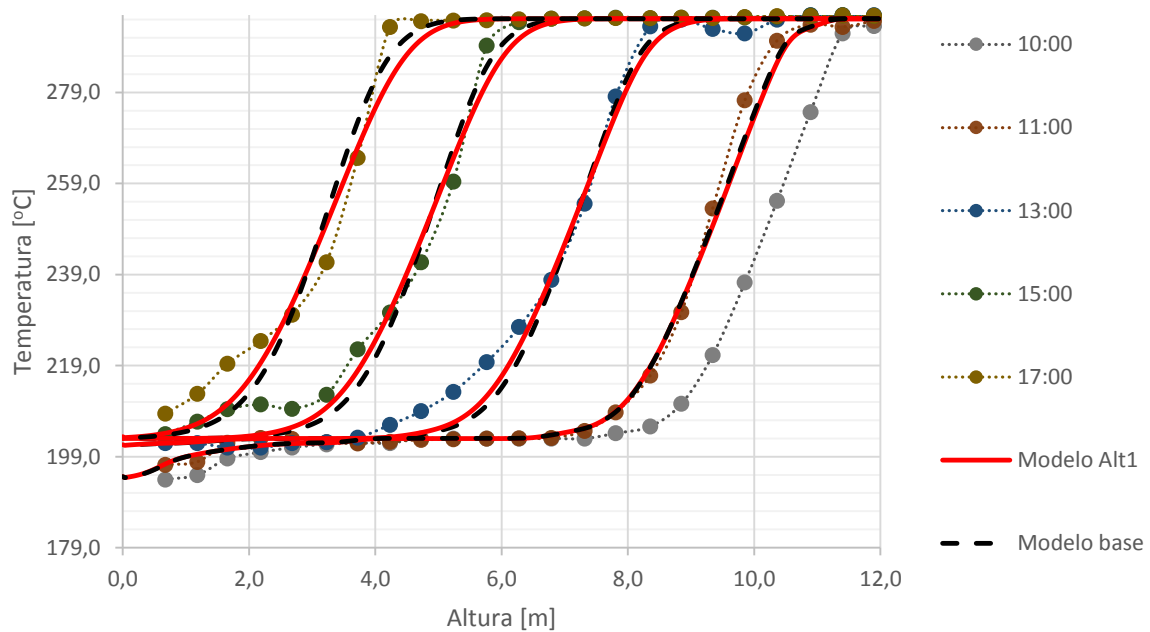


Figura 5.1 Perfil espacial da temperatura com as propriedades dos materiais dependentes/independentes da temperatura (carga)

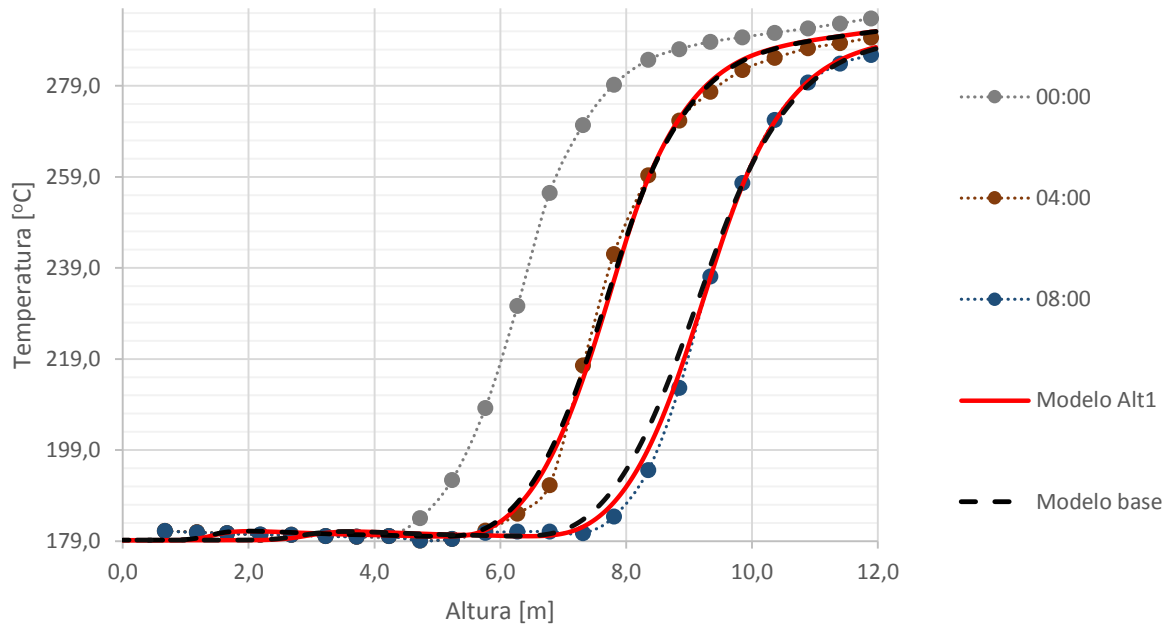


Figura 5.2 Perfil espacial da temperatura com as propriedades dos materiais dependentes/independentes da temperatura (descarga)

Relativamente às análises qualitativas e quantitativas, nas quais os resultados numéricos foram comparados com os experimentais, os valores obtidos encontram-se indicados nas Tabelas 5.1 e 5.2, para a carga e descarga, respetivamente.

Tabela 5.2 Análise qualitativa e quantitativa para a carga (propriedades dependentes/independentes da temperatura)

	Q [GJ]			Pearson [%]		%Q [%]	
	Experimental	Modelo base	Modelo Alt1	Modelo base	Modelo Alt1	Modelo base	Modelo Alt1
10:00	278,7	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
11:00	343,4	340,4	339,6	99,83 %	99,80 %	-0,87 %	-1,08 %
13:00	495,2	486,5	487,6	99,71 %	99,76 %	-1,74 %	-1,53 %
15:00	647,2	635,2	635,8	99,71 %	99,70 %	-1,85 %	-1,76 %
17:00	748,5	740,9	738,0	99,17 %	99,31 %	-1,03 %	-1,41 %

Tabela 5.3 Análise qualitativa e quantitativa para a descarga (propriedades dependentes/independentes da temperatura)

	Q [GJ]			Pearson [%]		%Q [%]	
	Experimental	Modelo base	Modelo Alt1	Modelo base	Modelo Alt1	Modelo base	Modelo Alt1
0:00	413,9	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
4:00	301,8	306,8	305,5	99,90 %	99,90 %	1,66 %	1,22 %
8:00	189,1	197,0	192,1	99,71 %	99,91 %	4,20 %	1,58 %

Na comparação dos resultados experimentais com os numéricos, verificou-se que, no geral, os dados que se encontravam mais próximos dos experimentais eram os provenientes do modelo onde foi aplicada a modificação, o que ocorre de forma fortuita. Esta situação pode advir da incerteza dos resultados experimentais, conforme descrito na Secção 4.4 e dos pressupostos aplicados no modelo e descritos na Secção 4.1, devido à diferença entre os dois conjuntos de resultados (propriedades

dependentes/independentes da temperatura) ser bastante reduzida (diferença máxima de 2,62 %). Por fim, foi também possível concluir que como existe uma elevada concordância entre os resultados experimentais e os numéricos, provenientes do modelo Alt1, a alteração estudada nesta Secção pode ser aplicada ao modelo, existindo uma diferença máxima entre os resultados experimentais e numéricos, de 0,69 %, qualitativamente e 1,58 %, quantitativamente.

5.2 Estudo da ausência do módulo de transmissão de calor

Alguns modelos existentes (Pacheco, *et al*, 2002; Tesfay & Venkatesan, 2013; Modi & Pérez-Segarra, 2014) não consideram a existência de condução térmica nos materiais do sistema de armazenamento (fluido térmico e material de enchimento), devido aos seguintes pressupostos:

- Para o caso do fluido, é considerado que a condução térmica no fluido é negligenciável, comparativamente com o fenómeno de convecção.
- No caso do material no estado sólido, como é considerado que as partículas são esféricas, o contacto entre duas partículas ocorre apenas através de um ponto e, por esse motivo, não existe condução térmica (Li, *et al.*, 2011).

De forma a analisar a influência que esse pressuposto apresenta nos resultados numéricos, foram analisados os perfis espaciais de temperatura obtidos pelo modelo quando não existe componente de condução, denominado por Modelo Alt2. Os resultados obtidos foram comparados, posteriormente, com os provenientes do modelo base e na Figura 5.3 e Figura 5.4, encontram-se representados os perfis espaciais da temperatura para a carga e a descarga, respetivamente.

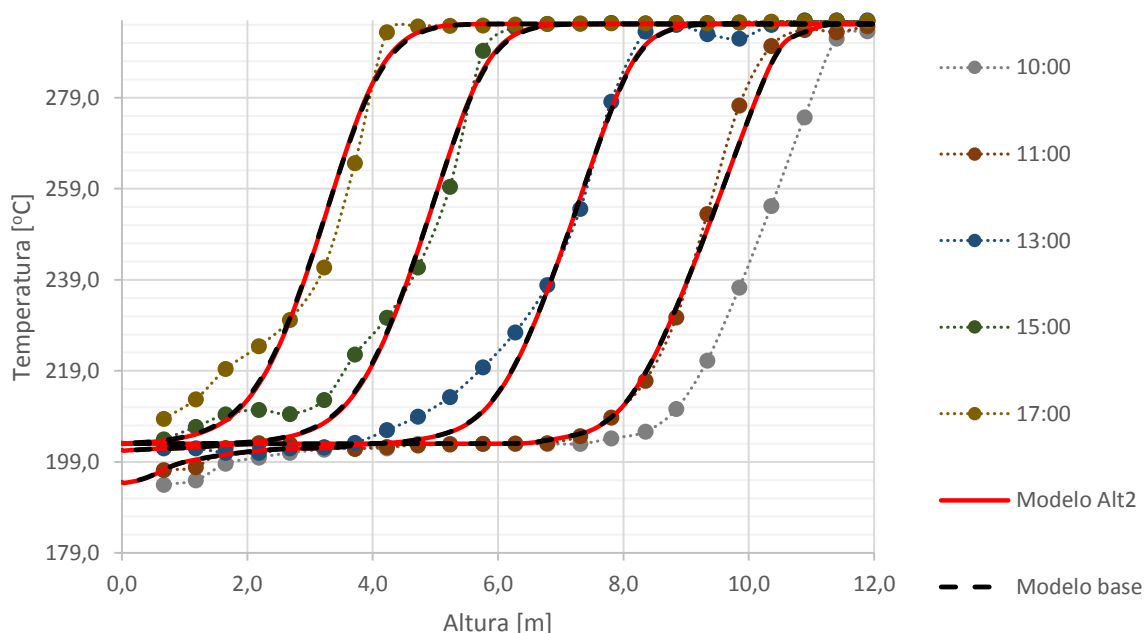


Figura 5.3 Perfil espacial da temperatura com/sem componente de condução (carga)

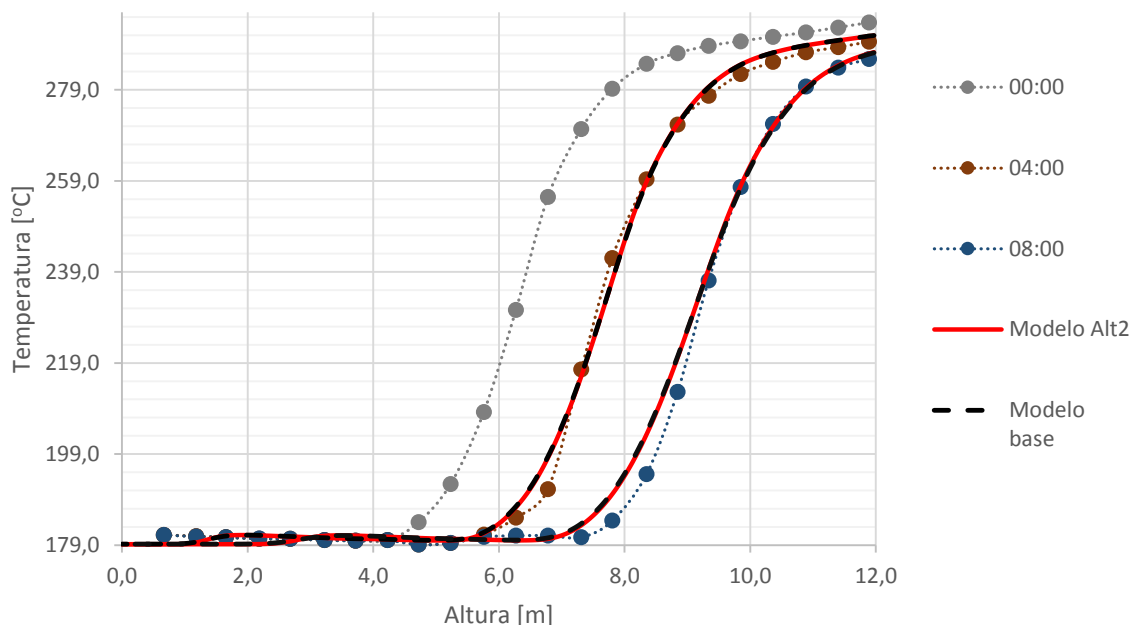


Figura 5.4 Perfil espacial da temperatura com/sem componente de condução (descarga)

Os resultados, das análises qualitativa e quantitativa para a carga e a descarga, encontram-se indicados na Tabela 5.4, para o caso da carga, e na Tabela 5.5, para a descarga.

Tabela 5.4 Análise qualitativa e quantitativa para a carga (modelo com/sem componente de condução)

	Q [GJ]			Pearson [%]		%Q [%]	
	Experimental	Modelo base	Modelo Alt2	Modelo base	Modelo Alt2	Modelo base	Modelo Alt2
10:00	278,7	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
11:00	343,4	340,4	340,4	99,83 %	99,83 %	-0,87 %	-0,87 %
13:00	495,2	486,5	486,5	99,71 %	99,71 %	-1,74 %	-1,74 %
15:00	647,2	635,2	635,2	99,71 %	99,71 %	-1,85 %	-1,85 %
17:00	748,5	740,9	740,9	99,17 %	99,16 %	-1,03 %	-1,02 %

Tabela 5.5 Análise qualitativa e quantitativa para a descarga (modelo com/sem componente de condução)

	Q [GJ]			Pearson [%]		%Q [%]	
	Experimental	Modelo base	Modelo Alt2	Modelo base	Modelo Alt2	Modelo base	Modelo Alt2
0:00	413,9	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
4:00	301,8	306,8	306,8	99,90 %	99,90 %	1,66 %	1,67 %
8:00	189,1	197,0	197,0	99,71 %	99,74 %	4,20 %	4,20 %

Os valores das análises qualitativas e quantitativas, indicados nas Tabelas 5.4 e 5.5, demonstram que os resultados numéricos proveniente do modelo com e sem componente de condução, não apresentam diferenças significativas entre si (diferença máxima de 0,03 %, no perfil referente às 8 horas) e, como tal, esta pode ser uma modificação que pode ser aplicada num futuro modelo.

5.3 Estudo da porosidade do leito

Como mencionado na Secção 3.1.1, a porosidade obtida no final do processo de compactação não foi igual à prevista para o sistema de armazenamento da central Solar One. Por esse motivo, como a porosidade é um parâmetro difícil de garantir, relativamente ao projetado, foi estudada a influência desse parâmetro estrutural no perfil espacial da temperatura. O estudo consistiu em variar o valor dessa propriedade entre 0,14 e 0,3, com um intervalo de 0,08 entre si. O valor mínimo corresponde ao mínimo teórico para leitos constituídos por materiais com diâmetros diferentes (Mota, *et al*, 1999) e o intermédio (0,22) é o valor que foi obtido no final do processo de compactação no sistema de armazenamento da central Solar One.

Os perfis espaciais de temperatura obtidos para as três porosidades analisadas encontram-se representados nas Figura 5.5 e Figura 5.6, para os casos da carga e da descarga, respetivamente.

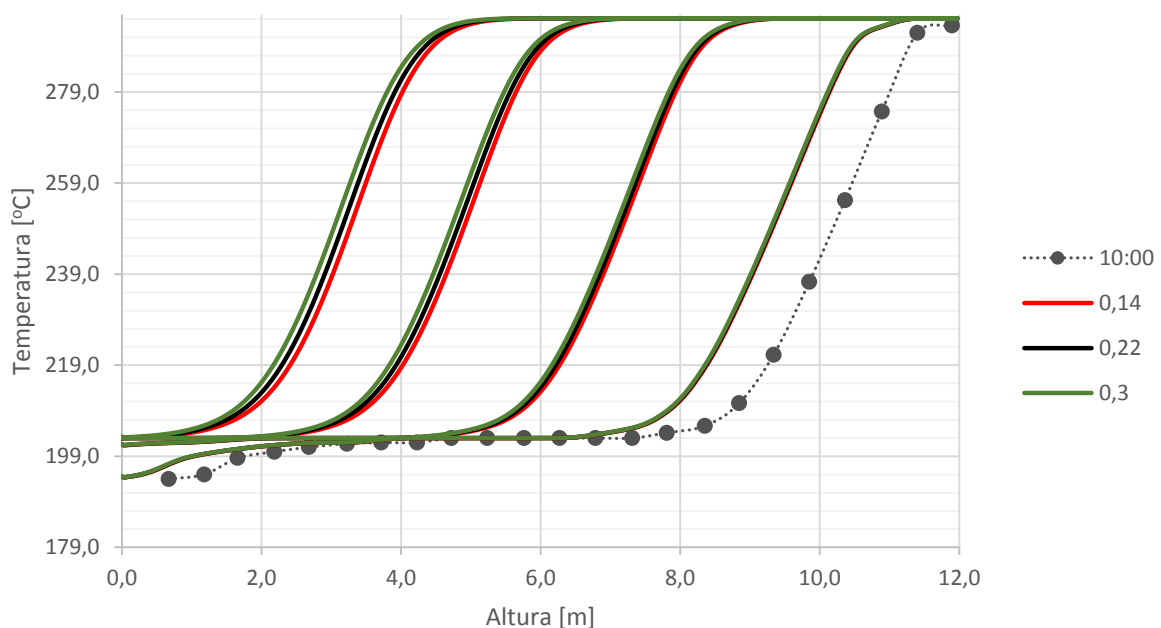


Figura 5.5 Perfis espaciais de temperatura para a carga com diferentes valores de porosidade

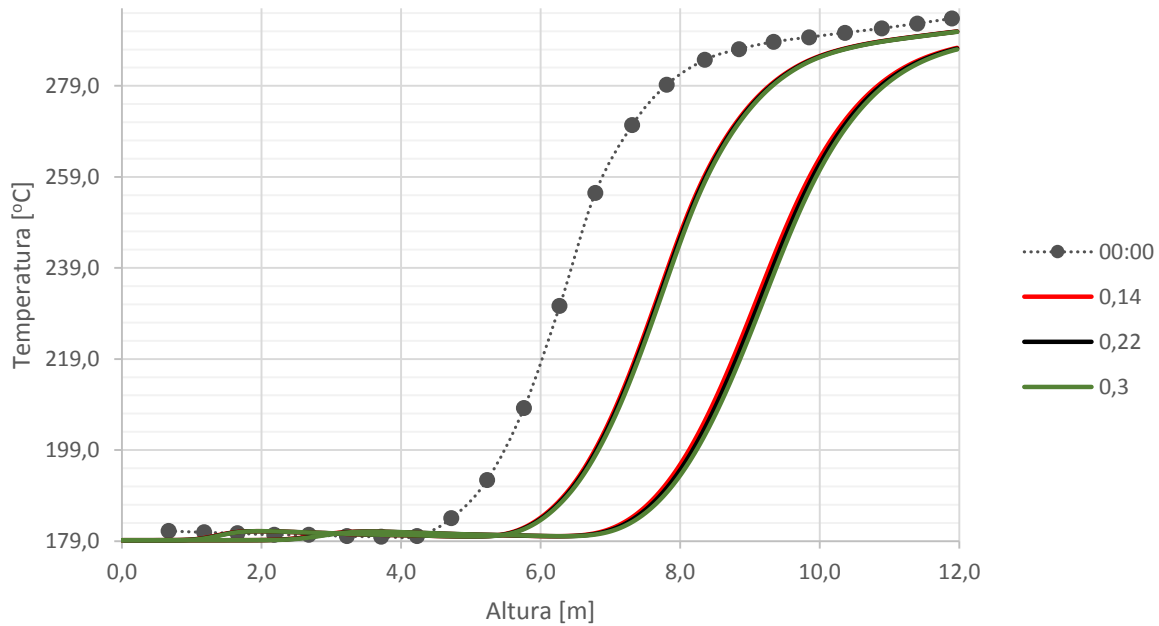


Figura 5.6 Perfis espaciais de temperatura para a descarga com diferentes valores de porosidade

De forma a analisar a influência da porosidade na energia térmica armazenada, foi calculada a energia térmica para cada perfil de temperatura e os resultados numéricos foram avaliados quantitativamente. Os valores obtidos na análise encontram-se indicados nas Tabela 5.6 e 5.7, sendo que, foram utilizados como valores de referência, os relativos ao sistema de armazenamento da central Solar One, nomeadamente, 0,22.

Tabela 5.6 Energia térmica armazenada para vários valores de porosidade, durante uma operação de carga

	Q [GJ]			%Q [%]	
	$\epsilon=0,14$	$\epsilon=0,22$	$\epsilon=0,30$	$\epsilon=0,14$	$\epsilon=0,30$
11:00	364,5	358,9	353,3	1,55 %	-1,56 %
13:00	516,6	510,9	505,1	1,12 %	-1,12 %
15:00	673,9	667,8	661,7	0,91 %	-0,92 %
17:00	787,9	781,3	774,5	0,85 %	-0,86 %

Tabela 5.7 Energia térmica armazenada para vários valores de porosidade, durante uma operação de descarga

	Q [GJ]			%Q [%]	
	$\epsilon=0,14$	$\epsilon=0,22$	$\epsilon=0,30$	$\epsilon=0,14$	$\epsilon=0,30$
04:00	327,4	320,3	313,1	2,24 %	-2,24 %
08:00	214,2	207,1	200,0	3,44 %	-3,44 %

Através do cálculo da energia térmica armazenada foi possível concluir que, caso a porosidade final do sistema de armazenamento da Central Solar One, tivesse tido um valor de 0,14 ou de 0,30, em substituição do 0,22 obtido, a diferença na energia térmica armazenada não seria elevada (diferença máxima de 3,44 %). Para além desse facto, foi possível observar que conforme diminui a porosidade, maior é a energia térmica armazenada no tanque. Esta relação entre diminuição de porosidade e aumento

de energia térmica armazenada no sistema de armazenamento pode ser causada por uma das propriedades dos materiais, nomeadamente, o calor específico volumétrico. De forma a analisar como o calor específico volumétrico influencia a quantidade de energia térmica que o tanque consegue armazenar, foi utilizado um método expedito. O método consistiu no cálculo da diferença da energia térmica armazenada numa operação de descarga, sendo que no início o tanque estava completamente carregado (só tinha fluido quente) e, no final da operação, ficava só com fluido frio. Para tal, como no cálculo da energia térmica extraída durante essa operação (equação 5.1), a temperatura de referência é a temperatura do fluido frio ($T_{f,c} = 179,2^\circ\text{C}$), a energia térmica extraída durante o processo será calculada de acordo com a equação 5.2.

$$\Delta Q_{cs} = V \cdot \left[(\rho_{T_{f,h}} \cdot Cp_{T_{f,h}})_{eff} \cdot (T_{f,h} - T_{ref}) - (\rho_{T_{f,c}} \cdot Cp_{T_{f,c}})_{eff} \cdot (T_{f,c} - T_{ref}) \right] \quad (5.1)$$

$$\Delta Q_{cs} = V \cdot (\rho_{T_{f,h}} \cdot Cp_{T_{f,h}})_{eff} \cdot (T_{f,h} - T_{ref}) \quad (5.2)$$

Sendo,

- Q: energia térmica armazenada [J];
- V: volume [m^3]
- ρ : massa volúmica [kg/m^3];
- Cp: calor específico a pressão constante [$\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$];
- T: temperatura [$^\circ\text{C}$].

Os resultados obtidos encontram-se indicados na Tabela 5.8. Como na equação 5.2, a única propriedade que sofreu alterações com a mudança do valor da porosidade do leito, foi o calor específico volumétrico efetivo, foi possível concluir que essa é a propriedade que faz com que com a diminuição da porosidade, haja um aumento da energia térmica armazenada. Adicionalmente, também foi possível concluir que a diferença na energia térmica armazenada no tanque para os valores de porosidade analisados, para este caso, não é muito elevada.

Tabela 5.8 Calor específico volumétrico específico para a temperatura intermédia, de acordo com a porosidade utilizada

ϵ	ΔQ_{cs}	%Q
[-]	[GJ]	[%]
0,14	962,27	1,5 %
0,22	948,04	[-]
0,30	933,80	-1,5 %

Estes resultados são consistentes com os apresentados na literatura (Xu, *et al*, 2012a). No estudo apresentado nesse documento, através de um modelo bidimensional representativo do tanque único com *thermocline*, os autores do estudo também concluíram que a porosidade influenciava a energia térmica armazenada no sistema de armazenamento e que isso ocorria devido ao calor específico volumétrico dos materiais. Porém, nesse estudo, como os materiais do sistema de armazenamento eram diferentes (o fluido térmico era um sal fundido e o material de enchimento consistia em quartzito), o calor específico volumétrico do fluido térmico era superior ao do material de enchimento, contrariamente à situação estudada nesta Subsecção. Por esse motivo, os autores concluíram que a diminuição da porosidade causava um decréscimo na energia térmica armazenada no tanque. Adicionalmente, nesse estudo, também concluíram que a porosidade não influencia significativamente o desempenho do tanque único

com *thermocline* e, por esse motivo, como uma porosidade reduzida permite uma redução no custo do sistema de armazenamento, é preferível uma menor porosidade.

6. Conclusão e trabalho futuro

O trabalho apresentado neste documento tinha dois objetivos principais:

- Validar o modelo unidimensional representativo do sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline*;
- Realizar um estudo paramétrico, onde foram analisadas duas alterações ao modelo e um parâmetro estrutural.

Para realizar a validação do modelo unidimensional, foi desenvolvida uma metodologia que permite a comparação dos resultados numéricos com experimentais, e avaliar a diferença entre os dois conjuntos de resultados, qualitativa e quantitativamente. Os valores obtidos na validação indicaram que o modelo prevê com precisão o comportamento desse sistema de armazenamento devido à diferença entre os resultados experimentais e numéricos ser inferior ou igual a 0,83%, na análise qualitativa, e 4,20 %, na quantitativa.

A primeira alteração estudada consistiu em colocar as propriedades dos materiais (densidade, calor específico a pressão constante e condutividade) independentes da temperatura. Os resultados obtidos nas análises indicaram que caso se considere as propriedades independentes da temperatura, o modelo tem, no geral, uma maior concordância com os dados experimentais, o que ocorre de forma fortuita. Esta situação pode ter sido originada pela incerteza dos resultados experimentais e devido aos pressupostos aplicados ao modelo, uma vez que a diferença máxima, entre os valores das análises, é bastante reduzida. Por fim, os resultados obtidos nesta análise também demonstraram que a alteração estudada pode ser aplicada no modelo, devido à diferença máxima entre os resultados experimentais e numéricos, nesse caso, ser de 0,69 %, qualitativamente e 1,58 %, quantitativamente.

A segunda alteração analisada foi a opção de anular o termo referente à condução. O estudo efetuado indicou que não existem diferenças significativas entre os resultados numéricos provenientes do modelo base e o modelo com a alteração. Essa conclusão baseou-se nos valores obtidos nas análises que tiveram uma diferença máxima de 0,03 %, sendo que, no geral, não existiam diferenças. Por esse motivo, no futuro, essa também é uma modificação que pode ser aplicada ao modelo, sem prejudicar a precisão com que o modelo prevê o comportamento do sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline*.

O terceiro e último parâmetro analisado foi a porosidade. Nesse estudo, foi possível verificar que não existiram alterações significativas na energia térmica armazenada caso a porosidade final no sistema de armazenamento da central Solar One tivesse tido um valor de 0,14 ou 0,30, em substituição do 0,22, que foi atingido mas não planeado (o valor projetado era 0,27). Para além dessa conclusão, foi concluído que conforme diminui a porosidade para os valores analisados, maior é a energia térmica que o tanque único com *thermocline* consegue armazenar.

Como trabalho futuro, podem ser analisados outros parâmetros do modelo, como a altura do tanque, o caudal mássico, entre outros. Adicionalmente, o modelo pode ser melhorado com um motor de cálculo que permite realizar ciclos de carga/descarga em função de um conjunto de valores, onde se podem incluir as horas de carga/descarga; o início e término de carga em função da radiação disponível; o ajuste da disponibilidade de energia armazenada e a necessidade no bloco de potência; entre outros. Para além dessas aplicações, o modelo pode ser utilizado para validar um modelo bidimensional representativo do sistema de armazenamento de tanque único com *thermocline*. Até à data de entrega deste documento e que o autor tenha conhecimento, nenhum modelo bidimensional foi validado, devido à dificuldade de definir os resultados experimentais como solução inicial. Contudo, recorrendo a este modelo é possível simular uma carga/descarga, com o tanque completamente carregado/descarregado e comparar,

posteriormente, os resultados do modelo bidimensional com os do unidimensional e, dessa forma, validar o modelo bidimensional.

7. Referências

- Abedin, A. H., & Rosen, M. A. (2011). A Critical Review of Thermochemical Energy Storage Systems. *The Open Renewable Energy Journal*, 4, 42-46.
- Arvizu, D.; P. Balaya, L.; Cabeza, T.; Hollands; Jäger-Waldau, A.; Kondo, M.; Konseibo, C.; Meleshko, V.; Stein, W.; Tamaura, Y.; Xu, H. & Zilles, R. (2011). Direct Solar Energy. Em *IPCC Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation*, (pp. 333-400). Cambridge, Reino Unido e Nova Iorque, EUA: Cambridge University Press.
- Bayón, R. (2013). Thermal storage for solar thermal power plants. *Design of Sub-Systems for Concentrated Solar Power Technologies*.
- Bayón, R., & Rojas, E. (2013). Simulation of thermocline storage for solar thermal power plants: From dimensionless results to prototypes and real-size tanks. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 60, 713-721.
- Bayón, R., Rojas, E., & Rivas, E. (2012). Effect of storage medium properties in the performance of thermocline tanks. *Conferência SolarPACES 2012*. Marrocos.
- Beasley, D. E., & Clark, J. A. (1984). Transient response of a packed bed for thermal energy storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 27 (9), 1659-1669.
- Bird, R. B., Stewart, W. E., & Lightfoot, E. N. (2006). *Transport Phenomena*. Haryana, Índia: Wiley-India.
- Botte, G. G., Ritter, J. A., & White, R. E. (2000). Comparison of finite difference and control volume methods for solving differential equations. *Computers and Chemical Engineering* 24, 2633–2654.
- Burgaleta, J. I., Arias, S., & Ramirez, D. (2011). Gemasolar, the first tower thermosolar commercial plant with molten salt storage. *SolarPACES2011*. Espanha.
- Chu, Y. (2011). *Review and comparison of Different Solar Energy Technologies*. Global Energy Network Institute. Obtido em 14 de 07 de 2014, de <http://www.geni.org/globalenergy/research/review-and-comparison-of-solar-technologies/Review-and-Comparison-of-Different-Solar-Technologies.pdf>
- CSP World. (2012). *What is CSP*. Obtido em 08 de 05 de 2014, de CSP World: <http://www.csp-world.com/resources/what-csp>
- EERE. (2013). *Linear Concentrator System Basics for Concentrating Solar Power*. Obtido em 25 de 07 de 2014, de Office of Energy Efficiency & Renewable Energy: <http://energy.gov/eere/energybasics/articles/linear-concentrator-system-basics-concentrating-solar-power>

- EPRI. (2010). *Solar Thermocline Storage Systems: preliminary design study*. Palo Alto, CA: Electric Power Research Institute.
- EurObserv'ER. (2014). *Solar Thermal and Concentrated Solar Power Barometer*. Obtido em 14 de 07 de 2014, de http://www.energies-renouvelables.org/observ-er/stat_baro/observ/baro221_en.pdf
- Faas, S., Thorne, L., & Gilbersten, E. F. (1986). *10 MWe Solar Thermal Central Receiver Pilot Plant: Thermal Storage Subsystem Evaluation - Final Report*. California, EUA: Sandia National Laboratories.
- Flueckiger, S. M., Iverson, B. D., Garimella, S. V., & Pacheco, J. E. (2014). System-level simulation of a solar power tower plant with thermocline. *Applied Energy*, 113, 86–96.
- Flueckiger, S. M., Yang, Z., & Garimella, S. V. (2012). Thermomechanical Simulation of the Solar One Thermocline Storage Tank. *Journal of Solar Energy Engineering*, 134(4).
- Flueckiger, S., Yang, Z., & Garimella, S. V. (2011). Thermocline Energy Storage in the Solar One Power Plant: An Experimentally Validated Thermomechanical Investigation. *ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability*. Washington, DC, EUA: ASME.
- Gil, A., Medrano, M., Martorell, I., Lázaro, A., Dolado, P., Zalba, B., & Cabeza, L. F. (2010). State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 31-55.
- IEA. (2010). *Technology Roadmap: Concentrated Solar Power*. França: IEA. Obtido em 14 de 05 de 2014, de https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/csp_roadmap.pdf
- IEA. (2011). *Solar Energy Perspectives*. OECD/IEA. Obtido em 14 de 05 de 2014, de http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/solar_energy_perspectives2011.pdf
- IEA. (2014). *Tracking Clean Energy Progress 2014*. França: OECD/IEA. Obtido em 14 de 05 de 2014, de http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/Tracking_clean_energy_progress_2014.pdf
- IEA-ETSAP & IRENA. (2013a). *Thermal Energy Storage -Technology Brief*. Obtido em 9 de 6 de 2014, de <https://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA-ETSAP%20Tech%20Brief%20E17%20Thermal%20Energy%20Storage.pdf>
- IEA-ETSAP & IRENA. (2013b). *Concentrating Solar Power- Technology Brief*. Obtido em 28 de 5 de 2014, de <http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA-ETSAP%20Tech%20Brief%20E10%20Concentrating%20Solar%20Power.pdf>

- IRENA. (2013). *Renewable Power Generation Costs in 2012: An Overview*. IRENA. Obtido em 15 de 7 de 2014, de http://costing.irena.org/media/2769/Overview_Renewable-Power-Generation-Costs-in-2012.pdf
- Karaki, W., Van Lew, J., Li, P., Chan, C., & Lik, S. (2010). Heat transfer in thermocline storage system with filler materials: analytical model. *Proceedings of the ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability ES2010*, (pp. ES2010-90209). Phoenix, Arizona, EUA.
- Kolb, & Hassani. (2006). Performance analysis of thermocline energy storage proposed for the 1 MW Saguaro solar trough plan. *ASME International Solar Energy Conference*. Denver, CO.
- Kuravi, S., Trahan, J., Goswami, D. Y., Rahman, M. M., & Stefanakos, E. K. (2013). Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants. *Progress in Energy and Combustion Science*, 39, 285-319.
- Lew, J. T., Li, P., Chan, C. L., Karaki, W., & Stephens, J. (2009). Transient heat delivery and storage process in a thermocline heat storage system. *International Mechanical Engineering Congress & Exposition*. Lake Buena Vista, Florida: ASME.
- Li, P. W., Lew, J. V., Karaki, W., Chan, C. L., Stephens, J., & O'Brien, J. E. (2011). Transient Heat Transfer and Energy Transport in Packed Bed Thermal Storage Systems. Em M. A. Bernardes, *Developments in Heat Transfer* (pp. 373-416).
- Lovegrove, K., & Stein, W. (2012). *Concentrating solar power technology*. US: Woodhead Publishing Limited.
- McDonnell Douglas Astronautics Company. (1986). *10 MWe Solar Thermal Central Receiver Pilot Plant Mode 5 (Test 1150) and Mode 6 (Test 1160) Test Report*. Albuquerque, Califórnia: Sandia National Laboratories.
- Modi, A., & Pérez-Segarra, C. D. (2014). Thermocline thermal storage systems for concentrated solar power plants: One-dimensional numerical model and comparative analysis. *Solar Energy* 100, 84-93.
- Mota, M., Teixeira, J. A., & Yelshin, A. (1999). Image analysis of packed beds of spherical particles of different sizes. *Separation and Purification Technology*, 15, 59-68.
- Pacheco, J. E., Showalter, S. K., & Kolb, W. J. (2002). Development of a molten-salt thermocline thermal storage system for parabolic trough plants. *Journal of Solar Energy Engineering* 124, 153-159.
- Peiwen, L., Lew, J. V., Karaki, W., Chan, C., Stephens, J., & Wang, Q. (2011). Generalized charts of energy storage effectiveness for thermocline heat storage tank design and calibration. *Solar Energy*, 85, 2130-2143.

- RENAC. (2013). *ReGrid: Concentrated Solar Power*. Berlim, Alemanha: Renewables Academy. Obtido em 25 de 06 de 2014, de http://www.renac.de/fileadmin/user_upload/Download/Projects/ReGrid/Webinar_Brochure/CSP_online_broschure_en_final_3_.pdf
- SBC Energy Institute. (2013). *Leading the energy transition: Concentrating Solar Power factbook*. Alemanha: SBC Energy Institute. Obtido em 12 de 6 de 2014, de http://www.sbc.slb.com/~media/Files/SBC%20Energy%20Institute/SBC%20Energy%20Institute_Solar_Factbook_Jun%202013.pdf
- Schumann, T. (1929). Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism. *Journal of the Franklin Institute*, 208, 405-416.
- Sharma, A. K. (2005). *Text Book Of Correlations And Regression*. Discovery Publishing House.
- Solar Millenium. (2008). *The parabolic trough power plants Andasol 1 to 3 - The largest solar power plants in the world-largest solar power plants in the world*. Obtido em 28 de 06 de 2014, de <http://www.rwe.com/web/cms/mediablob/en/1115150/data/1115144/1/rwe-innogy/sites/solar-power/andasol-3/facts-figures/Further-information-about-Andasol.pdf>
- Sourceforge.net. (29 de Agosto de 2014). *Engauge*. Obtido de Sourceforge: <http://digitizer.sourceforge.net/>
- State of California, California Energy Commission & California Public Utilities Commission. (2014). *History of Solar Energy in California*. Obtido em 04 de 06 de 2014, de Go Solar California: <http://www.gosolarcalifornia.ca.gov/about/gosolar/california.php>
- Strasser, M. N., & Selvam, R. P. (2014). A cost and performance comparison of packed bed and structured thermocline thermal energy storage systems. *Solar Energy*, 108, 390–402. doi:10.1016/j.solener.2014.07.023
- Tesfay, M., & Venkatesan, M. (2013). Simulation of thermocline thermal energy storage system using C. *International Journal of Innovation and Applied Studies*, 3 (2), 354-364.
- Van Lew, J. T., Li, P., Chan, C. L., Karaki, W., & Stephens, J. (2011). Analysis of heat storage and delivery of a thermocline tank having solid filler materia. *Journal of Solar Energy Engineering* 133, 2130-2143.
- Wagner, S. J., & Rubin, E. S. (2012). Economic implications of thermal energy storage for concentrated solar thermal power. *Renewable Energy*, 61, 81-95. doi:10.1016/j.renene.2012.08.013
- Xu, C., Li, X., Wang, Z., He, Y., & Bai, F. (2013). Effects of solid particle properties on the thermal performance of a packed-bed molten-salt thermocline thermal storage system. *Applied Thermal Engineering*, 57, 69-80.

- Xu, C., Wang, Z., He, Y., Li, X., & Bai, F. (2012a). Parametric study and standby behavior of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system. *Renewable Energy*, 48, 1-12.
- Xu, C., Wang, Z., He, Y., Li, X., & Bai, F. (2012b). Sensitivity analysis of the numerical study on the thermal performance of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system. *Applied Energy*, 92, 65–75.
- Yang, Z., & Garimella, S. V. (2010a). MoltenSalt Thermal Energy Storage in Thermoclines under Different Environmental Boundary Conditions. *Applied Energy*, 87 (11), 3322-3329.
- Yang, Z., & Garimella, S. V. (2010b). Thermal analysis of solar thermal energy storage in a molten-salt thermocline. *Solar Energy*, 84 (6), 974-985.
- Zhang, W. (2009). *Concentrating Solar Power - State of the Art, Cost Analysis and Pre-Feasibility Study for the Implementation in China*. Stuttgart: Dissertação apresentada no Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung para obtenção do grau de Mestre.

8. Anexos

8.1 Resultados experimentais

Tabela 8.1 Perfis espaciais de temperatura para a carga

z [m]	10:00	11:00	13:00	15:00	17:00
0,67	194,00	197,20	202,00	204,00	208,50
1,18	195,00	197,86	202,00	206,72	212,80
1,66	198,60	202,05	201,00	209,45	219,42
2,19	200,00	203,16	201,00	210,48	224,46
2,68	201,00	202,90	201,99	209,55	230,20
3,22	201,75	202,20	202,23	212,59	241,72
3,72	202,00	201,90	203,19	222,59	264,65
4,23	202,02	202,31	206,00	230,72	293,37
4,72	203,00	202,67	209,00	241,71	294,70
5,23	203,00	202,86	213,29	259,45	294,80
5,76	203,00	203,00	219,82	289,32	294,90
6,27	203,00	203,08	227,49	294,48	295,10
6,78	203,00	203,10	237,84	295,22	295,25
7,31	203,00	204,65	254,58	295,28	295,30
7,81	204,15	208,77	278,17	295,43	295,40
8,35	205,66	216,84	293,51	295,31	295,40
8,85	210,63	230,74	295,00	295,44	295,42
9,34	221,30	253,51	293,00	295,44	295,40
9,85	237,28	277,30	292,00	295,50	295,60
10,36	255,24	290,36	295,00	295,67	295,76
10,89	274,73	293,90	296,00	295,94	295,80
11,40	292,00	293,39	296,00	295,97	295,96
11,89	293,60	294,71	296,00	295,89	295,89

Tabela 8.2 Perfis espaciais de temperatura para a descarga

Z [m]	0:00	4:00	8:00
0,67	181,23	181,23	181,23
1,18	180,93	180,93	180,89
1,66	180,72	180,72	180,70
2,19	180,38	180,38	180,42
2,68	180,35	180,35	180,38
3,22	180,07	180,07	180,10
3,72	179,98	179,98	179,96
4,23	180,08	180,08	180,07
4,72	184,02	179,14	179,09
5,23	192,42	179,45	179,46
5,76	208,24	181,30	180,80
6,27	230,63	184,99	181,07
6,78	255,48	191,26	181,10
7,31	270,35	217,54	180,74
7,81	279,20	242,07	184,36
8,35	284,69	259,31	194,57
8,85	287,07	271,39	212,63
9,34	288,63	277,69	237,09
9,85	289,66	282,48	257,63
10,36	290,65	285,14	271,49
10,89	291,59	287,24	279,69
11,40	292,69	288,39	283,85
11,89	293,75	289,59	285,76